

Implementação de um sistema de controlo para um ciclo de refrigeração com ejedor de geometria variável

Francisco de Paula Penteado

Dissertação do MIEM

Orientador: Prof. António Mendes Lopes

Orientador: Prof. Szabolcs Varga



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2014

Aos meus pais,

Resumo

A presente dissertação descreve o desenvolvimento, implementação e teste de um sistema de controlo para um ciclo de refrigeração com um ejetor de geometria variável, com o objetivo de maximizar o desempenho do ciclo para quaisquer condições operacionais.

Foi desenvolvido em *software* LabVIEW um controlador para movimentação dos graus de liberdade do ejetor, tanto em modo manual como em modo automático. A solução automática, baseada numa rede neuronal artificial foi implementada e testada, tendo mostrado resultados consistentes com os dados de treino da rede. A rede devolve a posição ótima do *spindle* para um determinado conjunto de temperaturas de entrada (evaporador, condensador e gerador). Esta foi treinada para uma temperatura fixa do fluido refrigerante, R600a, no evaporador, de 9 °C e para uma temperatura de 83°C no gerador, sendo variada a temperatura no condensador num intervalo de 18,2 até 28 °C. A posição do *spindle* foi validada com recurso à medição de caudal mássico primário, tendo-se verificado variações consistentes de caudal na ordem dos 1 g/s para variações na posição de 0,5 mm.

Desenvolveu-se de igual modo um controlador de pressão para o sistema. Para um ganho proporcional de 30 V/bar, com posição do *spindle* intermédia (5 mm) e *NXP* fechado (0 mm), o sistema apresenta um comportamento excelente para solicitações em rampa até 0,0092 bar (0,920 kPa) por ciclo (100 ms) e para referências de pressão constantes, com um erro absoluto médio de 0,079 bar (7,9 kPa), valor abaixo do erro do transdutor. No controlador foi incluído um saturador na ação de controlo de forma a evitar variações bruscas de frequência (superiores a 30 Hz/min).

De uma maneira geral, este trabalho traz vantagens na operação da instalação experimental, já que centraliza a unidade de controlo e monitorização numa mesma aplicação, facilitando o trabalho dos utilizadores.

Abstract

This dissertation describes the development, implementation and test of a control system for a variable geometry ejetor refrigeration cycle, with the main purpose of maximizing cycle's efficiency for every operating condition.

It was developed in LabVIEW software, a controller for moving the ejetor's degrees of freedom, both on manual and automatic modes. The automated solution, based on artificial neural network, was implemented and tested, showing consistent results with the network's training data sets. Spindle's optimum position is the output of the neural network, based on a temperature's input set (evaporator, condenser, and generator). The network was trained for a fixed evaporator's temperature of the refrigerating fluid of 9 °C, and for a generator's temperature of 83 °C, with a condenser's temperature variation between 18,2 and 28 °C. The validation of spindle's position was based on the measurement of primary mass flow rate. For 0,5 mm variation on spindle's position, it was observed consistent mass flow rate's variations of 1 g/s.

A pressure controller for the system was also developed. For a proportional gain of 30 V/bar, with the spindle in middle position (5 mm) and the *NXP* closed (0 mm), the system showed good results for ramp references until 0,0092 bar (0,920 kPa) per cycle (100 ms) and for constant pressure references, with a response mean absolute error of 0,079 bar (7,9 kPa), which stands below the transducer error. To avoid sudden changes on pump's frequency (above 30 Hz/min), saturation in control action was implemented.

In general, this work brings advantages on operation of the experimental set, through the centralization of monitoring and control units on the same application, becoming easier for users to work.

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer aos meus orientadores, Professor António Mendes Lopes e Professor Szabolcs Varga, pelo apoio e disponibilidade para me guiar e ajudar durante toda a dissertação.

Gostaria também de agradecer aos investigadores Paulo Pereira e João Soares pela ajuda, palavras de apoio e pela paciência durante estes cinco meses.

Obrigado aos meus pais pelo apoio incondicional nos bons e maus momentos e pela ajuda preciosa na reta final.

Um obrigado especial à Bárbara pela paciência, carinho e apoio incondicional.

Por fim, agradeço a todos os meus amigos pelo apoio durante estes meses, em especial ao Filipe Rocha, meu irmão mais velho. Obrigado por exigires sempre mais e mais a cada dia. Gomba ! Ao João Oliveira e Sofia Cardoso, pelos desabafos, dias e noites de trabalho, entreajuda constante, obrigado! Dedico este trabalho a todos vós.

Índice de Conteúdos

Resumo	v
Abstract	vii
Agradecimentos.....	ix
Índice de Conteúdos.....	xi
Índice de Figuras	xv
Índice de Tabelas	xix
Símbolos e Abreviaturas.....	xxi
1 Introdução	1
1.1 Contextualização	1
1.2 Sistemas de refrigeração alternativos.....	2
1.3 Organização do relatório e temas abordados	3
2 Ciclo de refrigeração por ejeção	5
2.1 Princípios de funcionamento do ciclo	5
2.2 Eficiência do sub-ciclo de refrigeração com ejedor.....	7
2.3 Eficiência do sub-ciclo solar	8
2.4 Princípio de funcionamento do ejedor (abordagem idealizada).....	8
2.5 Condições operacionais do ciclo	10
2.6 Parâmetros de performance do ejedor	12
2.6.1 Características geométricas do ejedor	12
2.6.1.1 Razão de áreas (A_r)	13
2.6.1.2 Posição de saída do bocal primário (NXP).....	14
2.7 Ejedor de geometria variável	15
2.8 Fluido de trabalho	16
3 Descrição da instalação experimental	19
3.1 Ciclo de refrigeração.....	20
3.1.1 Permutadores de calor	21
3.1.2 Bomba.....	22
3.1.3 Ejedor.....	23
3.2 Dissipação de calor para o ambiente.....	23
3.3 Sub-ciclo da fonte fria (carga térmica)	24
3.4 Sub-ciclo solar	25
4 Monitorização da instalação experimental.....	27
4.1 Sensores e transdutores da instalação.....	27
4.1.1 Transdutores de pressão	27
4.1.2 Transdutores de caudal.....	28
4.1.3 Transdutores de temperatura.....	29
4.1.3.1 RTD.....	29
4.1.3.2 Termopar.....	30
4.2 Sistema de aquisição de dados	30
4.3 Comunicação do sistema de aquisição de dados com LabVIEW	31
4.4 Estudo das características dos sensores transdutores e verificação das ligações.....	32
4.5 Programação e interface gráfica.....	33

5	Controlo de pressão	35
5.1	Identificação do problema.....	35
5.2	Enunciado da solução	36
5.3	Situação inicial.....	37
5.4	Solução proposta.....	38
5.5	Controlo manual da frequência.....	39
5.5.1	Comando do variador de frequência	39
5.5.1.1	Placa de aquisição de dados NI USB-6008	40
5.5.1.2	Sinal analógico	41
5.5.1.3	Sinal digital	41
5.5.2	Implementação do controlo manual de frequência.....	43
5.6	Controlo automático de pressão	47
5.6.1	Métodos experimentais para ajuste dos parâmetros do controlador	48
5.6.1.1	Métodos existentes	49
5.6.1.2	Definição da frequência de amostragem	49
5.6.2	Referência de pressão	50
5.6.2.1	Aquisição do sinal de temperatura na placa NI	51
5.6.3	Feedback de pressão	51
5.6.3.1	Análise da aquisição de sinal de pressão em corrente e tensão.....	52
5.6.4	Implementação em LabVIEW do método experimental	53
5.6.4.1	Interface gráfica.....	55
5.6.5	Experiência para ajuste de controlo proporcional	55
5.6.6	Análise global dos resultados experimentais	59
5.6.7	Seguimento de uma referência variável em rampa	59
5.6.7.1	Implementação do diagrama de blocos.....	60
5.6.7.2	Comportamento do sistema para uma referência em rampa	61
5.6.8	Condições de arranque do sistema.....	62
6	Controlo dos graus de liberdade do ejeter	65
6.1	Situação inicial.....	65
6.2	Solução proposta: rede neuronal artificial.....	68
6.3	Comunicação com o motor	70
6.3.1	Verificação da ligação	70
6.3.2	Envio de comandos para o motor	71
6.4	Movimentação do motor	71
6.4.1	Definição da distância de movimentação	71
6.4.2	Definição dos outros parâmetros para movimentação	72
6.4.3	Implementação de rotina para movimentação de 1 mm.....	72
6.5	Comando manual do motor	73
6.5.1	Hipóteses de posicionamento do <i>spindle</i>	73
6.5.2	Solução implementada.....	74
6.5.3	Implementação do comando manual	75
6.5.4	Validação da posição do <i>spindle</i>	77
6.6	Controlo automático: rede neuronal artificial	78
6.6.1	Implementação da rede neuronal artificial em LabVIEW.....	79
6.6.2	Integração da rede neuronal com movimentação do <i>spindle</i>	80
6.6.3	Validação do comando automático da posição do <i>Spindle</i>	81
7	Conclusão e possíveis trabalhos futuros	83

8 Referências bibliográficas	87
Anexo A: Excerto da rotina de monitorização	90
Anexo B: Interface gráfica para rotina de monitorização	91
Anexo C: Tabelas de saturação para R600a	92
Anexo D: Ligações do variador de frequência para comando em tensão	93
Anexo E: LTV4N35-Valores máximos de input e output para o acoplador ótico	94
Anexo F: Catálogo relé Finder 43.31	95
Anexo G: Implementação em LabVIEW de rampa de frequência no controlo manual de frequência.....	96
Anexo H: Frequência LabVIEW VS. Frequência real (<i>display</i>).....	97
Anexo I: Aproximação quadrática a tabelas de saturação de R600a sem sobreaquecimento	98
Anexo J: Análise da resposta de pressão para diferentes K_p	100
Anexo K: Configuração da porta série para ligação a motor spindle. Comando para leitura do encoder e diagrama de blocos.....	102
Anexo L: Comando para movimentação do motor.....	104
Anexo M: Diagrama de blocos da rotina de posicionamento.....	105
Anexo N: Validação da posição do spindle com medição de caudal a uma taxa de 0,1 Hz	106
Anexo O: Dados de treino para RNA implementada	112

Índice de Figuras

Figura 1: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor [2]	5
Figura 2: Representação esquemática de um ciclo de arrefecimento solar por ejeção simples: 6	
Figura 3: Evolução idealizada de pressão e temperatura no interior de um ejetor típico.....	9
Figura 4: Modos de funcionamento do ejetor em função da pressão no condensador para T_g e T_e constantes	10
Figura 5: Variação do COP em função da temperatura no gerador para várias razões de área [13]	11
Figura 6: Influência da razão de áreas na razão de sucção e pressão crítica [14]	13
Figura 7: Razão de sucção em função da razão de áreas [14]	14
Figura 8: Ejetor de geometria variável	16
Figura 9: Representação esquemática da instalação experimental.....	19
Figura 10: Ciclo de refrigeração experimental: a) Ejetor; b) Gerador; c) Condensador; d) Evaporador; e) Bomba; f) Válvula de expansão; g) Motor passo-a-passo; h) Separador líquido-gás; i) Válvula de enchimento e purga;.....	20
Figura 11: 1) Bomba; 2) Variador de frequência; 3) teclado e <i>display</i> ; 4) portas para sinal de comando	22
Figura 12: Modelo 3D do ejetor	23
Figura 13: Chiller 1) Disjuntor para accionamento da bomba e compressor do chiller; 2) <i>display</i> de temperatura; 3) filtro de água; 4) mangueiras para alimentação e saída de água....	24
Figura 14: 1) Banho térmico; 2) <i>Display</i> e teclado; 3) Ligação série RS-232; 4) Ligação externa Pt100	25
Figura 15: 1) Aquecedor elétrico; 2) <i>Display</i> ; 3) Equipamento auxiliar de potência; 4) Alimentação da rede de água; 5) Entrada de água; 6) Saída de água	26
Figura 16: 1) Placa HP 34970A; 2) Módulo HP 34901A; 3) Ligação série RS-232; 4) Fonte de Alimentação.....	30
Figura 17: Drivers da HP 34970A para LabVIEW [21].....	31
Figura 18: Rotina para aquisição de sinal de tensão.....	33
Figura 19: Gráfico P-h (evolução desde o condensador até à saída do gerador).....	36
Figura 20: Diagrama P-h R600a, efeito do sobreaquecimento.....	37
Figura 21: Sequência seguida para implementação do controle de pressão.....	38
Figura 22: Diagrama de blocos do sistema.....	38
Figura 23: Circuito de acoplador ótico para o sinal digital	42

Figura 24: 1) Circuito acoplador ótico; 2) Placa aquisição de dados NI USB-6008; 3) Saída analógica; 4) Saída digital; 5) Variador de frequência; 6) Fonte de alimentação 12 V	43
Figura 25: Interface gráfica inicial para comando manual de frequência	43
Figura 26: Início modo manual de controlo de pressão	44
Figura 27: Referência da frequência no modo manual de controlo de pressão.....	45
Figura 28: Frequência atinge a referência	45
Figura 29: Paragem do modo manual de controlo de pressão.....	45
Figura 30: Fim de rotina de paragem do modo manual de controlo de pressão.....	46
Figura 31: Erro absoluto em função da frequência de referência.....	46
Figura 32: Frequência referência em função da frequência real	47
Figura 33: Modelo de implementação de um método experimental para ajuste dos parâmetros do controlador.....	48
Figura 34: Regressão quadrática das tabelas termodinâmicas de saturação R600a	50
Figura 35: Divisão do sinal de tensão do RTD.....	51
Figura 36: Aquisição de sinal de pressão em corrente e tensão a diferentes taxas de aquisição	52
Figura 37: Implementação cálculo do erro de pressão	53
Figura 38: Diagrama de blocos do controlo proporcional de pressão	54
Figura 39: Interface gráfico do controlo de pressão proporcional.....	55
Figura 40: Efeito da saturação na resposta ao degrau	56
Figura 41: Controlo de pressão para $k_p=10$ V/bar e $P_{ref}= 10$ bar.....	57
Figura 42: Resposta do sistema a um degrau de 10 bar para $K_p= 90$ V/bar	58
Figura 43: Referência de pressão em rampa.....	60
Figura 44: Resposta do sistema a referência em rampa de 0.00458 bar/ciclo.....	61
Figura 45: Resposta do sistema a referência em rampa de 0.00917 bar/ciclo.....	61
Figura 46: Resposta do sistema a referência em rampa de 0.01834 bar/ciclo.....	62
Figura 47: Condições de arranque na rotina de controlo automático de pressão	63
Figura 48: Menu principal do software IDEA Drive Interface Program para movimentação dos motores com as três opções de escaladas numéricas (<i>inches</i> , mm e <i>steps</i>)	66
Figura 49: Definição de parâmetros de movimento para comando "Extend"	67
Figura 50: Neurónio artificial e paralelismo com neurónio humano.....	68
Figura 51: Rede neuronal implementada.....	69
Figura 52: Comando “VISA Find Resource” para identificação de instrumentos ligados ao computador	70
Figura 53: Valor do passo do motor	72
Figura 54: Diagrama de blocos para movimentação de 1 mm	73

Figura 55: Posicionamento inicial no comando manual de motor do spindle.....	75
Figura 56: controlo "mover para" no comando manual do motor do spindle	75
Figura 57: Diagrama de blocos do controlo manual do motor.....	76
Figura 58: Bloco de saturação para posição do spindle.....	76
Figura 59: Análise da média e desvio padrão do caudal para diferentes posições de spindle..	77
Figura 60: Caudal mássico em função da posição do spindle	78
Figura 61: Diagrama de blocos RNA	80
Figura 62: Diagrama de blocos do controlo automático da posição do spindle	81

Índice de Tabelas

Tabela 1: COP para diferentes fluidos refrigerantes- tabela adaptada [4].....	17
Tabela 2: Propriedades Isobutano (R600a)	17
Tabela 3: Características dos permutadores de calor.....	22
Tabela 4: Características dos motores passo-a-passo	23
Tabela 5: Características banho térmico.....	25
Tabela 6: Características gerador STM-607W	26
Tabela 7: Gama e característica dos sensores/transdutores da instalação	32
Tabela 8: Características NI USB-6008	40
Tabela 9: Ajuste de parâmetros no segundo método de Ziegler-Nichols [22]	49
Tabela 10: Análise valores de resposta de pressão para diferentes ganhos.....	58

Símbolos e Abreviaturas

A_r - Razão de Áreas	
A_1 - Área de secção a meio do bocal convergente-divergente	[m ²]
A_3 - Área de secção da garganta de secção constante	[m ²]
A_{col} - Área de coletores solares	[m ²]
COP - Eficiência do ciclo de refrigeração	
$e(t)$ - erro	[bar]
ERS - Sistemas de refrigeração por ejeção	
f - Frequência de alimentação da bomba	[Hz]
$h_{g,e}$ - Entalpia de entrada do fluido refrigerante no gerador	[kJ kg ⁻¹]
$h_{g,s}$ - Entalpia de saída do fluido refrigerante no gerador	[kJ kg ⁻¹]
$h_{e,e}$ - Entalpia de entrada do fluido refrigerante no evaporador	[kJ kg ⁻¹]
$h_{e,s}$ - Entalpia de saída do fluido refrigerante no evaporador	[kJ kg ⁻¹]
I - Corrente elétrica	[A]
\dot{I} - Radiação incidente por unidade de área	[W m ⁻²]
ICC - <i>Intelligent Cascade Control</i>	
K - Ganho proporcional	[V/bar]
K_{cr} - Ganho crítico	[V/bar]
\dot{m}_c - Caudal mássico no condensador	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_e - Caudal mássico no evaporador (fluxo secundário)	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_g - Caudal mássico no gerador (fluxo primário)	[kg s ⁻¹]
NI - National Instruments	
NXP - Posição de saída do bocal primário	[mm]
P - Potência elétrica	[W]
P_c^* - Pressão crítica no condensador	[bar]
P_c - Pressão no condensador	[bar]
P_{cr} - Período crítico	[bar]
P_e - Pressão no evaporador	[bar]
P_g - Pressão no gerador	[bar]
P_{ref} - Pressão no gerador (referência para controlo de pressão)	[bar]
PID - Controlo proporcional, integral e derivativo	
R - Resistência elétrica	[Ω]

\dot{Q}_a - Potência calorífica fornecida pelo aquecedor auxiliar	[W]
\dot{Q}_e - Potência calorífica trocada no evaporador	[W]
\dot{Q}_g - Potência calorífica trocada no gerador	[W]
r_c - Razão de compressão	
RNA - Rede neuronal artificial	
T_c - Temperatura no condensador	[°C]
T_e - Temperatura no evaporador	[°C]
T_i - Constante de tempo integral	
T_d - Constante de tempo derivativa	
T_g - Temperatura no gerador	[°C]
$u(t)$ - ação de controlo	[V]
V - Tensão de comando para referência do variador de frequência	[V]

Símbolos do alfabeto grego

Δh_g - Entalpia de vaporização no gerador	[kJ kg ⁻¹]
Δh_e - Entalpia de vaporização no evaporador	[kJ kg ⁻¹]
$\Delta p_{g,c}$ - Incerteza de pressão no transdutor do gerador e condensador	[bar]
Δp_e - Incerteza de pressão no transdutor do evaporador	[bar]
$\Delta \dot{V}_e$ - Incerteza de caudal volúmico no transdutor do evaporador	[m ³ /h]
$\Delta \dot{V}_c$ - Incerteza de caudal volúmico no transdutor do condensador	[m ³ /h]
η_{global} - Rendimento do sistema global	
η_{scs} - Rendimento do sub-ciclo solar	
λ - Razão de sucção	
$\frac{de(t)}{dt}$ - Derivada temporal do erro	

1 Introdução

1.1 Contextualização

Desde o início da História que a principal preocupação do Homem passou pela alimentação. Com a escassez periódica de alimentos, devido a factores ambientais ou sazonais, houve a necessidade de encontrar formas eficazes de prolongar a vida útil dos mesmos, garantindo assim a subsistência da espécie. São conhecidos vários métodos para a conservação dos alimentos ao longo dos séculos, tais como a defumação e salga ou processos mais recentes, tais como a pasteurização, liofilização e a utilização de baixas temperaturas e produção de gelo artificial. Esta última, pensa-se que pode ter origem no século XVI quando o físico espanhol Blasius Villafranca conseguiu demonstrar que as temperaturas podiam ser artificialmente reduzidas pela dissolução do salitre (composto do sal) em água. Mais tarde o italiano Latinus Tancredus congelou pela primeira vez água, facto que viria a mostrar-se essencial no desenvolvimento das tecnologias de produção artificial de frio com sistemas de refrigeração [1].

Em paralelo com o desenvolvimento de tecnologias para a preservação dos alimentos, surge também a crescente necessidade de conforto e bem-estar pelo ser humano. Entre estas necessidades está naturalmente o conforto térmico, fortemente associado a sistemas de refrigeração de ar-condicionado.

Assim, a utilização de frio artificial proveniente de ciclos de refrigeração assume nos dias de hoje uma importância acrescida, tendo aplicações nas mais diversas áreas, como a conservação de produtos perecíveis, climatização, indústria farmacêutica e química, tratamento de metais, medicina, entre outros. Estima-se que existam cerca de 700 a 1000 milhões de frigoríficos domésticos em todo mundo e cerca de 240 milhões de unidades de ar condicionado, movimentando uma estimativa de 200 mil milhões de dólares por ano [2].

A dependência dos ciclos de refrigeração vem por outro lado levantar algumas questões que são necessárias discutir, nomeadamente o consumo energético que lhes está associado e respetivos efeitos para o meio ambiente. Sendo que os ciclos de refrigeração por compressão de vapor são os mais difundidos no mercado, é indissociável este tipo de equipamento do consumo de eletricidade. O Instituto Internacional do Frio estima que 15% de toda a energia produzida no mundo é empregue na alimentação de sistemas de refrigeração. Pensa-se que 45% de toda a energia consumida nos edifícios é devido a sistemas de climatização [2,7].

Sendo cerca de 80% da energia elétrica produzida no mundo proveniente de combustíveis fósseis, e estando estes associados a problemas de poluição e emissão de gases de estufa, é necessário encarar com responsabilidade o desenvolvimento de novas tecnologias que possam tornar os sistemas de refrigeração mais sustentáveis [3,4]. Prevê-se que até 2016 todos os anos haja um crescimento de 6,1% na procura de sistemas de ar-condicionado, o que torna ainda mais urgente esta necessidade de mudança [5]. Em paralelo com o crescimento dos sistemas de refrigeração crescem também as soluções na área da automação e eletrónica. A evolução tecnológica na área da eletrónica pode dar um contributo importante na melhoria do rendimento dos equipamentos de refrigeração, podendo levá-los a funcionar perto do seu desempenho ótimo, minimizando o seu impacto negativo na nossa sociedade.

1.2 Sistemas de refrigeração alternativos

É neste contexto que surge o presente estudo sobre um ciclo de refrigeração alternativo. A designação mais comum deste ciclo é sistema de refrigeração por ejeção (*ERS*), podendo também ser designado por sistema de refrigeração solar com ejedor. Este nome está relacionado com a utilização da energia solar como impulsionador do funcionamento do ciclo.

O ejedor, elemento principal deste ciclo, foi inventado por Sir Charles Parsons em 1901, para remoção de ar do condensador de um motor a vapor. Em 1910 estes equipamentos foram pela primeira vez introduzidos em ciclos de refrigeração, tendo na década de 1930 atingido um pico de popularidade em sistemas de ar-condicionado de edifícios de grandes dimensões. Desde a década de 1950 têm vindo a ser alvo de diversos estudos para melhorar a eficiência dos ciclos de refrigeração onde são inseridos [6,8].

Os *ERS* são apenas um entre vários ciclos de refrigeração operados termicamente. Entre estes vale a pena referir o ciclo por absorção, adsorção ou dissecante [6]. A utilização de energia térmica de baixo nível ($< 200^{\circ}\text{C}$) como fonte de energia para a compressão do fluido

refrigerante permite aos *ERS* tornarem-se atrativos quer do ponto de vista ambiental, quer na simplicidade de construção, instalação e manutenção [4]. Substitui-se assim o compressor, equipamento que consome eletricidade num ciclo convencional e é responsável pela maior parte dos impactos negativos do ciclo no meio ambiente. As possibilidades de obtenção da energia térmica necessária para o processo são variadas, sendo a energia solar uma das mais estudadas [6]. A razão para tal prende-se com a abundância deste recurso natural e, em particular, no que diz respeito a sistemas de climatização (*AVAC*), existe uma relação entre a disponibilidade solar e a necessidade de arrefecimento ou aquecimento em edifícios. No que diz respeito à energia solar associada a sistemas de colectores, e tendo em conta que as diretrizes para a construção de novos edifícios obrigam à instalação deste tipo de equipamento (Decreto-Lei nº 80/2006), o potencial é enorme. Outras formas de obtenção de energia térmica passam pelo aproveitamento do calor desperdiçado em centrais termoelétricas ou de cogeração.

Contudo, a questão da eficiência deste tipo de ciclos é ainda um problema, tornando-os na maioria das vezes não competitivos no mercado e inoportunos para utilizadores domésticos [4]. A principal razão para a baixa eficiência destes ciclos deve-se à influência das condições operacionais aliada à geometria fixa do ejedor. No seguimento de vários trabalhos de investigação feitos no sentido de melhorar a eficiência global dos ciclos de refrigeração por ejeção, desenvolveu-se um modelo de ejedor com geometria variável que provou ser vantajoso a vários níveis [14,15]. Para que este sistema seja viável é necessária a implementação de um sistema de controlo para adaptar a geometria do ejedor às condições operacionais. No presente relatório descreve-se o desenvolvimento de um controlador para um ejedor com dois graus de liberdade, baseado numa Rede Neuronal Artificial (*RNA*), adaptado a quaisquer condições operacionais e ambientais, e de um outro controlador para a bomba para regular a pressão no gerador.

1.3 Organização do relatório e temas abordados

No presente relatório pretende-se expor o trabalho desenvolvido no âmbito desta dissertação. Assim, no próximo capítulo apresentam-se alguns conceitos teóricos relacionados com o ciclo de refrigeração em estudo. No terceiro capítulo é feita uma descrição da instalação experimental existente.

No quarto capítulo apresenta-se o estudo e desenvolvimento de um sistema de monitorização da instalação experimental.

No quinto capítulo faz-se referência ao processo de estudo e implementação de um controlador para o variador de frequência da bomba da instalação.

No sexto capítulo é apresentada a rotina desenvolvida para controlo da posição de um dos motores passo-a-passo que controla um grau de liberdade do ejetor, baseado numa rede neuronal artificial.

Por fim são feitas as conclusões finais sobre o trabalho desenvolvido e são propostos trabalhos futuros para a melhoria deste projeto.

2 Ciclo de refrigeração por ejeção

2.1 Princípios de funcionamento do ciclo

Tal como em qualquer outro ciclo de refrigeração, o objetivo principal dos *ERS* é retirar calor de uma fonte fria para posteriormente o libertar para uma fonte quente, o que não acontece de forma espontânea na natureza. Para que tal seja possível é necessário fornecer energia ao fluido refrigerante. É na fonte de energia externa utilizada que reside a diferença entre os ciclos de refrigeração por ejeção e os ciclos de refrigeração convencionais por compressão de vapor.

Como é possível observar na Figura 1, nos ciclos convencionais de compressão por vapor faz-se recurso a um compressor para aumentar a pressão e temperatura do fluido refrigerante (1-2) após este receber calor de uma fonte fria. O acionamento deste compressor tem associado um consumo de eletricidade [2].

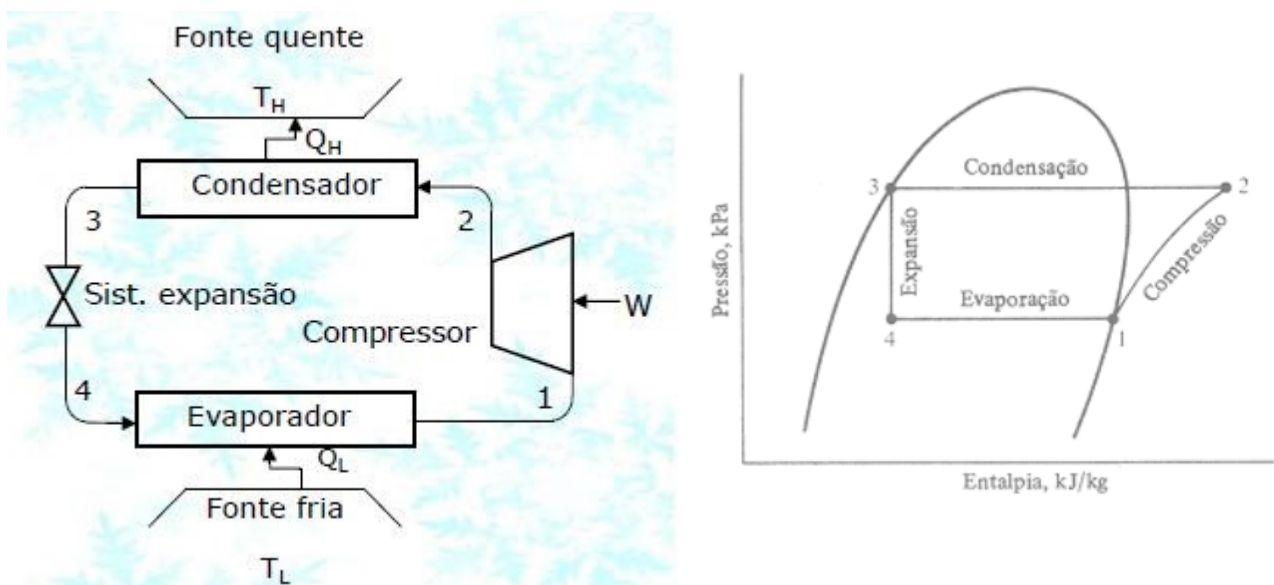


Figura 1: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor [2]

No caso do ciclo de arrefecimento por ejeção, o que se pretende é que consuma o mínimo de energia elétrica, minimizando o impacto ambiental global. Na Figura 2 observa-se esquematicamente o percurso do fluido refrigerante num *ERS* e a sua interação com o ciclo de coletores solares térmicos (fonte de energia externa para compressão do fluido).

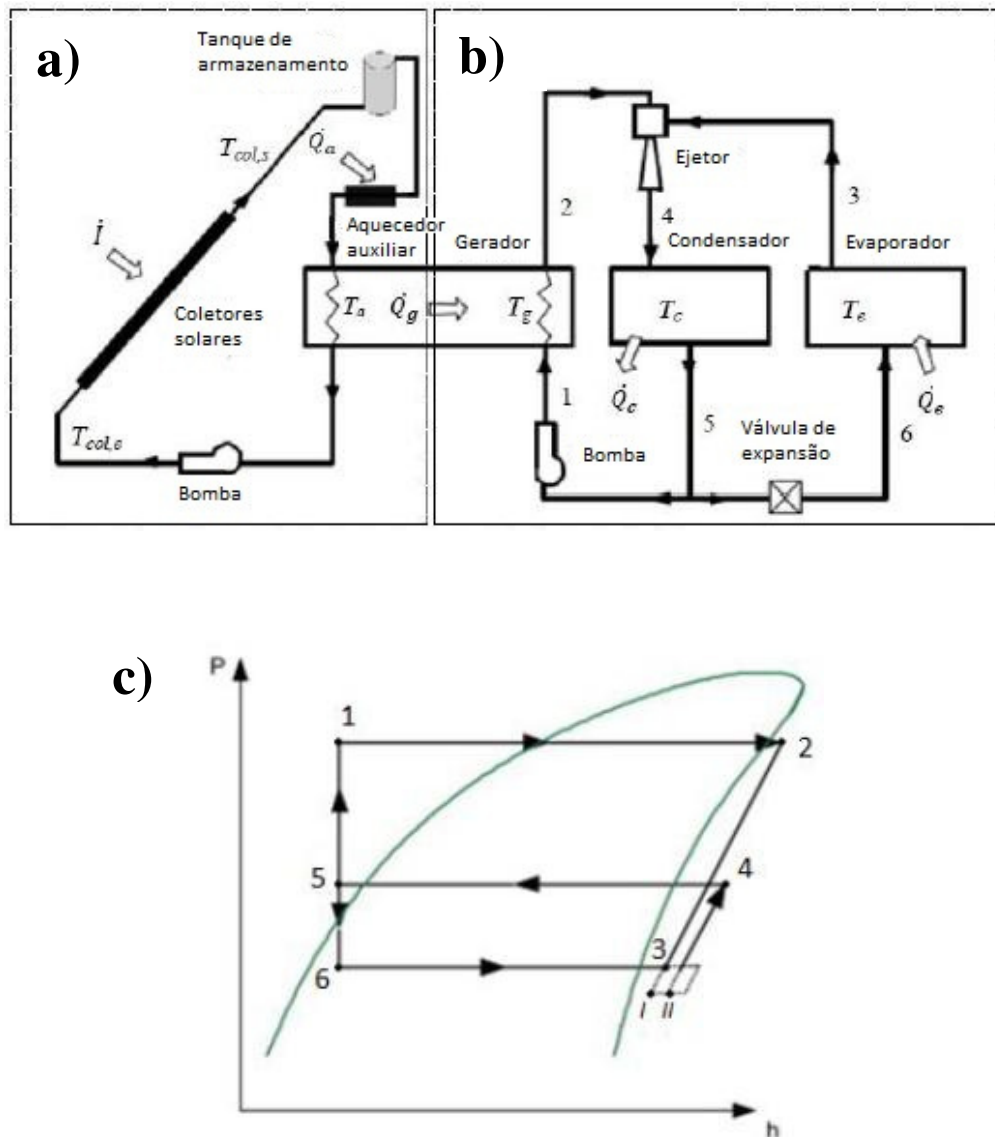


Figura 2: Representação esquemática de um ciclo de arrefecimento solar por ejeção simples:

a) sub-ciclo solar; b) sub-ciclo de refrigeração; c) Diagrama P-h do ciclo

No sub-ciclo solar (Figura 2a) circula água que é aquecida quando passa num sistema de coletores solares, sendo posteriormente armazenada num tanque. Há também a possibilidade de fornecer calor extra à água, após armazenamento, através de um aquecedor auxiliar. Ao passar no gerador, esta água de circulação cede calor ao sub-ciclo de refrigeração (1-2). O fluido refrigerante no estado 1 encontra-se a uma pressão elevada após a passagem por uma bomba. Quando sai do gerador (2), a sua temperatura é também elevada. Nestas condições o

fluxo entra no ejetor no estado de vapor sobreaquecido, sendo normalmente designado por fluxo primário. Devido à geometria própria do ejetor, o restante fluxo refrigerante do sistema é arrastado para o seu interior (3). Este fluxo designa-se por fluxo secundário. À saída do ejetor (4) a pressão será superior à pressão do fluxo secundário, obtendo-se o efeito de termo-compressão desejado. O fluido refrigerante passa então no condensador onde cede calor para o ambiente (4-5) e passa para o estado líquido. É depois dividido nos dois fluxos já referidos anteriormente. Parte segue para uma bomba (5-1) e posteriormente para o gerador. O restante fluxo passa por uma válvula de expansão onde baixa a sua pressão (5-6) e diminui a temperatura. Este facto é essencial para que, ao passar no evaporador, o fluido possa receber calor da fonte fria que terá nesta fase uma temperatura superior. Produz-se assim o efeito frigorífico desejado (6-3). O fluido refrigerante passa para o estado de vapor sobreaquecido.

Apresenta-se na Figura 2c) o diagrama P-h com a variação das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho ao longo do ciclo. O gráfico é adaptado de uma simulação efetuada por W. Pridasawas e P. Lundqvist [9] onde o fluido refrigerante é o Isobutano (R600a). O ciclo estudado e o fluido de trabalho nesta dissertação são semelhantes ao estudo acima referido, pelo que o gráfico fornece uma representação bastante aproximada da evolução termodinâmica do ciclo.

2.2 Eficiência do sub-ciclo de refrigeração com ejetor

O desempenho dos ciclos de arrefecimento acionados termicamente é fortemente afetado pelas condições ambiente e operacionais. Para a análise da eficiência do sub-ciclo de refrigeração com ejetor, o parâmetro mais importante é o *COP* (*Coefficient of Performance*). Este pode ser definido como a razão entre a potência calorífica recebida no evaporador (efeito frigorífico) e a potência calorífica consumida no gerador e potência da bomba, equação (1).

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} \quad (1)$$

Conforme é referido por Chen *et al.* [4] e Chandra *et al.* [10], a potência consumida pela bomba representa tipicamente menos de 1% da energia introduzida pelo gerador. Assim, a mesma pode ser desprezada para facilitar a análise.

2.3 Eficiência do sub-ciclo solar

O rendimento do sub-ciclo solar é importante na medida em que o calor recebido pelo fluido refrigerante no gerador depende diretamente deste factor. Esta potência calorífica fornecida no gerador, define-se em função da radiação solar incidente (\dot{I}), área de colectores solares da instalação (A_{col}), potência calorífica do aquecedor auxiliar (\dot{Q}_a) e o rendimento do sub-ciclo solar (η_{scs}), da seguinte forma:

$$\dot{Q}_g = (\dot{I} \times A_{col} + \dot{Q}_a) \times \eta_{scs} \quad (2)$$

O rendimento global do sistema pode ser escrito em função dos rendimentos dos dois sub-ciclos como:

$$\eta_{global} = COP \times \eta_{scs} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \times \frac{\dot{Q}_g}{\dot{I} \times A_{col} + \dot{Q}_a} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{I} \times A_{col} + \dot{Q}_a} \quad (3)$$

Comprova-se assim a influência das condições operacionais no rendimento global do sistema. Para compreender de que forma a geometria do ejedor altera a eficiência energética do ciclo é necessário conhecer detalhadamente o seu funcionamento.

2.4 Princípio de funcionamento do ejedor (abordagem idealizada)

Dentro do conjunto de equipamentos que compõem o ciclo de refrigeração em estudo, o ejedor é possivelmente o que mais influencia o seu rendimento. Este elemento utiliza um fluido a alta pressão e temperatura para comprimir um fluido secundário que se encontra a uma pressão e temperatura inferiores.

Na Figura 3 apresentam-se as diferentes áreas funcionais no interior de um ejedor convencional. A primeira zona que importa referir é o bocal primário, também designado por *Nozzle*, em forma de convergente-divergente (1), onde o fluido primário vindo do gerador a alta pressão e temperatura é acelerado, baixando consequentemente a sua pressão. O estado termodinâmico do fluxo à entrada do ejedor depende das características do refrigerante, mas tipicamente este encontra-se em vapor sobreaquecido com 5 a 10 graus de sobreaquecimento.

A segunda zona funcional designa-se por câmara de sucção (2). O fluxo primário atinge esta zona com uma pressão que é normalmente inferior à pressão do fluxo secundário. Esta baixa pressão gera assim o efeito de sucção, criando as condições necessárias para que o fluxo

secundário entra no ejetor (e,0). Após a entrada e até atingir a câmara de sucção, o caudal secundário é arrastado aumentando a sua velocidade e diminuindo a sua pressão.

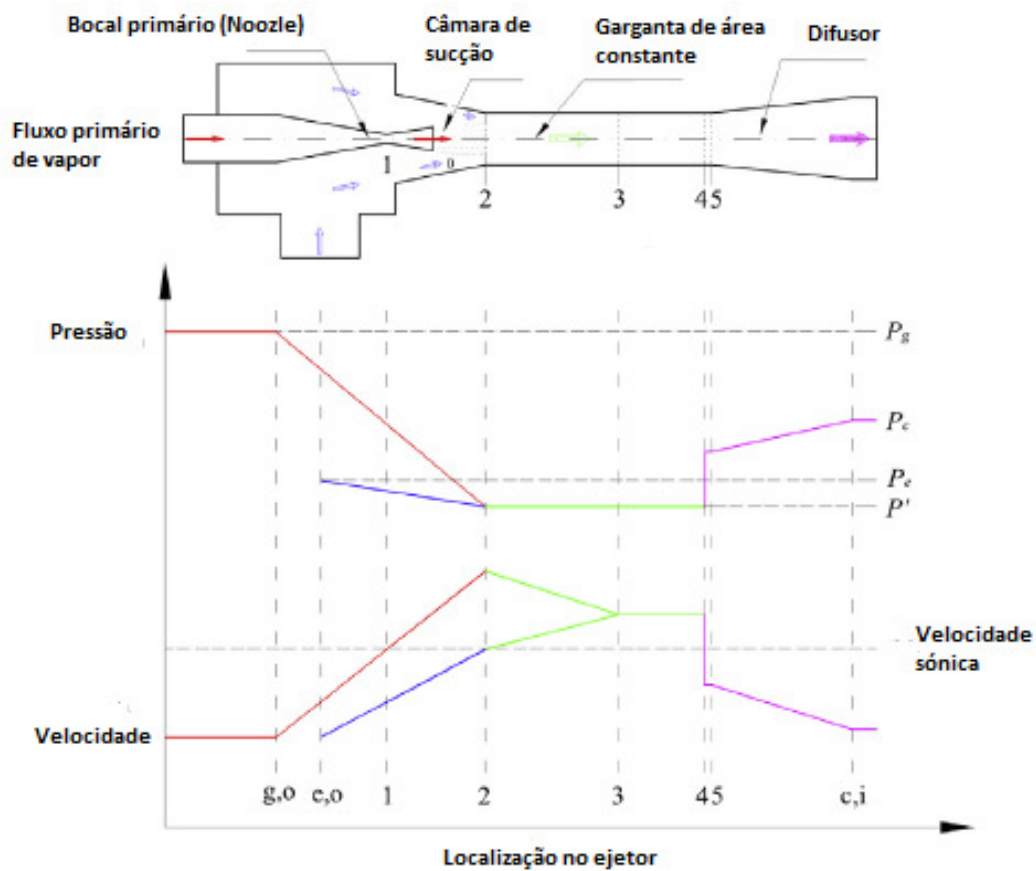


Figura 3: Evolução idealizada de pressão e velocidade no interior de um ejetor típico

Relativamente à fase de mistura dos dois caudais que entram no ejetor, existem duas teorias científicas, que estão intimamente ligadas à posição do *Nozzle*. Se este estiver dentro da área de secção constante (3-4), a mistura ocorre nesta mesma área, sendo estes ejetores designados por “*constant-area mixing ejetor*”. Para o caso em que o *Nozzle* se encontra na câmara de sucção (2), a mistura ocorre a pressão constante. Assim, este tipo de ejetores tem a designação de “*constant-pressure mixing ejetor*”. Como referido por Huang *et al.* [8], estes últimos têm uma melhor performance, pelo que são os mais estudados e utilizados. Neste projeto o ejetor utilizado segue este princípio.

Quando o fluxo secundário atinge $Mach=1$, isto é, valor igual à velocidade do som (240 m/s), os dois fluxos começam a misturar-se. Ocorre posteriormente uma onda de choque transversal (4) que origina um aumento de pressão brusco e diminuição de velocidade para

valores subsônicos. Por fim, no difusor, a mistura volta a sofrer um aumento progressivo da pressão e diminuição da sua velocidade. Obtém-se assim o efeito de compressão pretendido.

2.5 Condições operacionais do ciclo

Entende-se por condições operacionais as condições termodinâmicas que são verificadas nas principais zonas funcionais do ciclo: condensador, evaporador e gerador. A combinação da temperatura/pressão destas mesmas zonas tem uma grande influência no desempenho do sistema e permite identificar três grandes modos de funcionamento do ejetor em função do *COP*.

Na Figura 4 relaciona-se o *COP* do ciclo com a pressão no condensador [4]. Podem assim ser observadas as três zonas de funcionamento designadas por *Double Choking*, *Primary Choking* e *Reverse Flow*. Para os pontos apresentados no gráfico, os valores de pressão e temperatura no evaporador e gerador foram mantidos constantes.

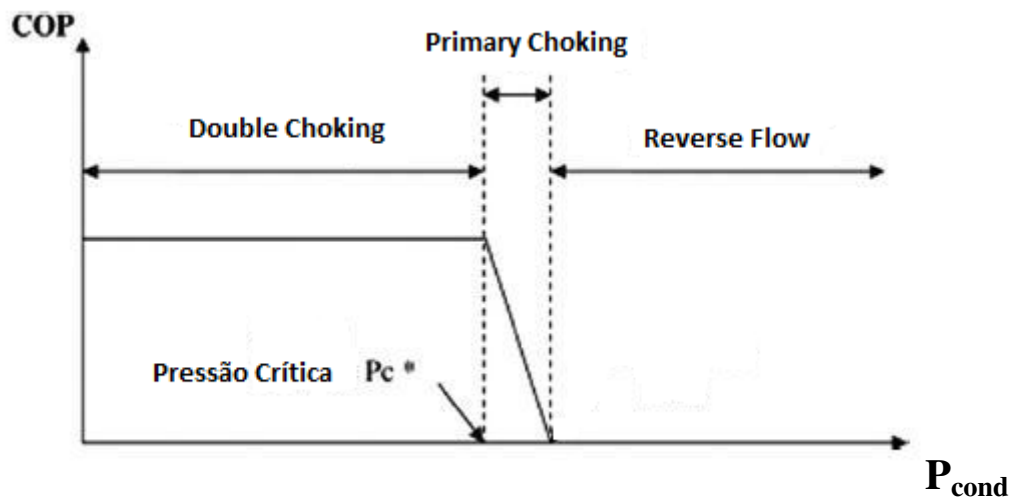


Figura 4: Modos de funcionamento do ejetor em função da pressão no condensador para T_g e T_e constantes

A zona de *Double Choking* encontra-se quando, ao variar a pressão no condensador (para pressões constantes no evaporador e gerador), o *COP* e efeito frigorífico são independentes desta pressão e, portanto, mantêm-se constantes. Nestas condições o fluxo atinge velocidades sónicas (designação de estado *Choked*) na câmara de sucção. Ao aumentar progressivamente a pressão no condensador verifica-se que existe um valor limite máximo para o qual o sistema apresenta este comportamento, ao qual se dá o nome de Pressão Crítica

(P_c^*). Quando a pressão no condensador é maior que P_c^* , verifica-se uma diminuição progressiva do COP . A onda de choque transversal passa da garganta de área de secção constante para a câmara de sucção havendo uma diminuição da velocidade do fluxo secundário abaixo de valores sónicos. Consequentemente há uma diminuição deste fluxo e da razão de sucção. Este comportamento do sistema designa-se por *Primary Choking*. Se a pressão no condensador continuar a ser aumentada, o caudal secundário diminui até ser nulo e assim o ejetor perde a sua função. Neste caso, diz-se que o sistema está num estado *Reverse*, já que o caudal primário tende a inverter o seu sentido, de volta ao evaporador.

Existe também a influência das condições no gerador e evaporador. Quando há uma queda de pressão no gerador existe uma consequente diminuição do fluxo primário o que provoca um aumento no caudal secundário e consequentemente no COP e efeito frigorífico. Contudo, existe uma redução da pressão crítica do condensador, o que restringe as possíveis combinações de condições operacionais para o bom funcionamento do ciclo (*Double Choking*) [4].

Yen *et al.* [13] comprovaram que existe uma temperatura ótima do gerador à qual corresponde o valor de COP mais elevado. Contudo, se a temperatura for maior que o valor ótimo, um aumento do caudal primário levará a um aumento do calor fornecido pelo gerador e assim dá-se a diminuição do COP . Quando a temperatura do gerador está abaixo do valor ótimo, pode haver o risco de funcionamento numa zona *Unchoked* ou até em modo *Reverse*. Na Figura 5 verifica-se a influência da temperatura do gerador no COP , tal como referido anteriormente ($T_c = 35^\circ\text{C}$, $T_e = 15^\circ\text{C}$). Neste gráfico apresentam-se valores para diferentes geometrias do ejetor. A influência dos parâmetros geométricos no desempenho do ciclo é analisada na próxima secção.

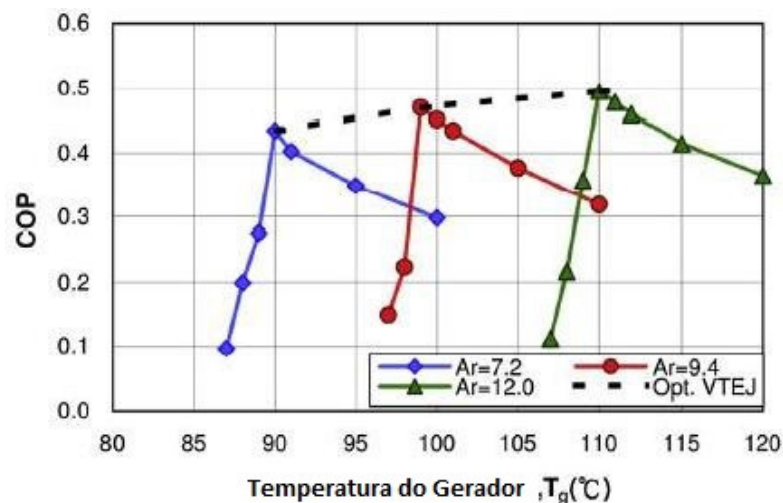


Figura 5: Variação do COP em função da temperatura no gerador para várias razões de área [13]

Um aumento de pressão no evaporador conduz ao aumento da pressão crítica no condensador e COP , embora possa limitar a temperatura de arrefecimento que se deseja.

2.6 Parâmetros de performance do ejetor

Quando se quer descrever o desempenho de um ejetor existem vários indicadores importantes que devem ser analisados. A razão de compressão (*pressure lift ratio*) relaciona a pressão de saída do ejetor (pressão no condensador- p_c) com a pressão do caudal secundário (pressão no evaporador- p_e):

$$r_c = \frac{p_c}{p_e} \quad (4)$$

Define a capacidade do ejetor de comprimir o fluxo secundário. Este parâmetro delimita a que temperatura o calor pode ser rejeitado para a fonte quente [11].

A razão de sucção (*entrainment ratio*) relaciona o fluxo de vapor secundário (\dot{m}_e) com o fluxo primário (\dot{m}_g) através da expressão:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \quad (5)$$

Esta razão está ligada à eficiência global do ciclo de refrigeração, já que, se existirem valores baixos de razão de sucção, significa que o fluxo primário é elevado, para um dado fluxo no evaporador. Portanto, será necessário fornecer mais energia pelo gerador diminuindo o rendimento.

O ciclo com ejetor ideal será aquele que, para um dado conjunto de condições operacionais específico, consiga ter um valor alto de razão de sucção, mantendo a maior razão de compressão possível. O COP do ciclo de refrigeração pode ser escrito em função da razão de sucção pela expressão [9]:

$$COP = \frac{\dot{m}_e \times (h_{e,s} - h_{e,e})}{\dot{m}_g \times (h_{g,s} - h_{g,e})} = \lambda \times \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \quad (6)$$

2.6.1 Características geométricas do ejetor

Para além dos parâmetros que traduzem a performance do ejetor, há ainda a considerar as características que dizem respeito à sua geometria. Estas influenciam a eficiência e

comportamento do ciclo termodinâmico de refrigeração pelo que o seu estudo é de extrema importância. Importa referir as características que são de maior relevo no desenvolvimento desta dissertação: a razão de áreas (A_r) e a posição de saída do bocal primário (NXP) [4].

2.6.1.1 Razão de áreas (A_r)

Este parâmetro foi já alvo de um grande número de estudos, [10,13,16], de forma a perceber de que forma influencia o desempenho do ciclo e de que forma pode ser ajustado em função das condições operacionais. Traduz a relação entre a área da garganta de área constante e a área do bocal primário (Figura 3).

$$A_r = \frac{A_3}{A_1} \quad (7)$$

Como concluído por Varga *et al.* [14], um aumento na razão de áreas leva a um aumento na razão de sucção, mas diminui simultaneamente a pressão crítica no condensador e, por isso, deverá existir um valor ótimo para este parâmetro que depende das condições operacionais do ciclo. Na Figura 6 é possível observar estas conclusões.

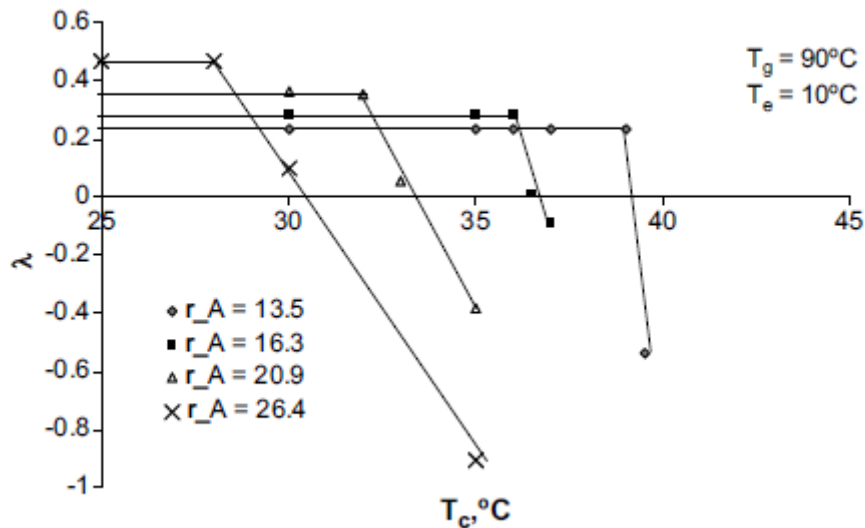


Figura 6: Influência da razão de áreas na razão de sucção e pressão crítica [14]

No estudo numérico levado a cabo por Varga *et al.* [14], onde se analisou o efeito da razão de áreas na razão de sucção, foi usada água como fluido de trabalho. As condições operacionais foram mantidas constantes e em valores aproximados aos de funcionamento de

sistemas de ar-condicionado alimentados a energia solar térmica ($T_g = 100^\circ\text{C}$, $T_e = 10^\circ\text{C}$, $T_c = 35^\circ\text{C}$). A razão de áreas foi variada entre 13 e 27 e, para valores próximos de 21, a razão de sucção atinge o valor ótimo de 0,26. Na zona abaixo do valor ótimo a eficiência do ejetor cai bastante. Na zona acima verifica-se que o fluxo secundário não atinge as velocidades sônicas ao entrar no ejetor e há diminuição da razão de sucção, podendo o sistema funcionar em *Reverse Flow* (Figura 7).

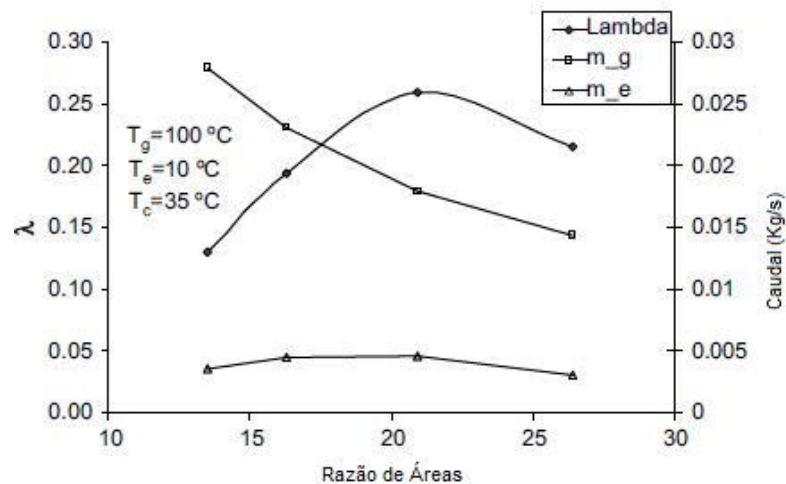


Figura 7: Razão de sucção em função da razão de áreas [14]

2.6.1.2 Posição de saída do bocal primário (*NXP*)

A posição de saída no bocal primário relativamente à câmara de mistura afeta diretamente a razão de sucção e razão de compressão. Foi demonstrado em diversas experiências que, à medida que se coloca o bocal primário no interior da câmara de mistura, há uma queda no *COP* e no efeito frigorífico [4]. Zhu *et al.* [17] demonstraram haver uma relação de proporcionalidade entre o valor ótimo do *NXP* e o diâmetro da garganta da zona de mistura, e que o valor ótimo aumentava à medida que a pressão do caudal primário também aumentava. Nesta experiência foi usado Freon R141b como fluido refrigerante. Os autores encontraram também uma relação entre este parâmetro e o ângulo do convergente da câmara de mistura, indicando valores de $1,45^\circ$ a $4,2^\circ$ para o valor ótimo de *NXP* registado. Por outro lado, os estudos de Rusly *et al.* [19] demonstram que há pouca influência do *NXP* sobre a razão de sucção e, consequentemente, sobre a eficiência do ejetor e do ciclo, em experiências com vários fluidos refrigerantes como o R123, R134a, R152a and R717. Estes autores

afirmam que o valor de NXP ótimo deverá corresponder a 1,5 vezes o diâmetro da garganta de secção constante do ejetor [19].

Devido à existência de várias teorias relativamente a este parâmetro, é correto afirmar que não existe consenso científico quanto à posição ótima de saída do bocal primário que satisfaça todas as condições operacionais. A comunidade científica tem vindo também a estudar a influência de outros parâmetros que não serão tidos em conta no decorrer desta dissertação, a saber: diâmetro do bocal primário (d_1) e o comprimento da garganta de secção constante (L_4) e geometria do difusor [4].

2.7 Ejetor de geometria variável

Chen *et al.* [4] refere que a razão de áreas pode ser vista como uma característica chave na otimização do funcionamento do ejetor, que pode levar o ciclo a trabalhar constantemente no modo crítico para uma dada temperatura no condensador. Para que tal seja possível é necessário ajustar a geometria do ejetor e moldá-la de forma a otimizar a eficiência do ciclo em função das condições operacionais.

Assim, Ma *et al.* [15] e Varga *et al.* [14] implementaram e estudaram de forma numérica e experimental um dispositivo móvel designado por *spindle* que faz variar a área do bocal primário e, conseqüentemente, altera o valor da razão de áreas. Este é um dispositivo que ao rodar provoca o movimento axial de um veio cónico no interior do bocal primário. Quando se avança o *spindle* a área do bocal primário decresce e, conseqüentemente, a razão de áreas aumenta. Da mesma forma que existe a possibilidade de ajustar a razão de áreas através do *spindle*, têm vindo a ser desenvolvidos ejetores com mecanismos que permitem ajustar o NXP e maximizar a eficiência [18].

Na Figura 8 observa-se esquematicamente um ejetor de geometria variável. Neste caso existe um grau de liberdade, ajustado pelo *spindle*.

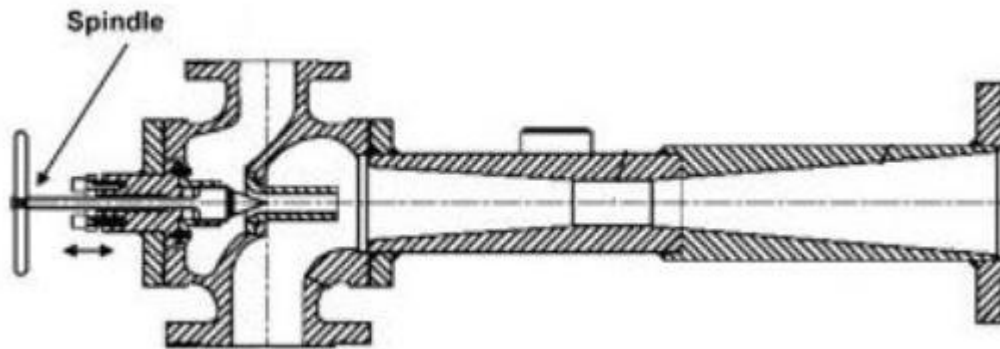


Figura 8: Ejedor de geometria variável

As combinações de condições operacionais são infindáveis e por isso, o rendimento sofrerá também grandes oscilações. Ao considerar não só estas condições mas também os parâmetros geométricos e de performance do ejedor é possível encontrar um ponto de equilíbrio para trabalhar nas condições críticas. Este ponto corresponde não só à maximização do rendimento do ciclo para determinadas condições, mas também ao melhor aproveitamento do ejedor (melhor performance).

Como referido anteriormente, nesta dissertação pretende-se implementar um sistema de controlo para os dois graus de liberdade do ejedor existente na instalação experimental em estudo (*spindle* e *NXP*) e, desta forma, ajustar a geometria do ejedor a quaisquer condições operacionais para maximizar em cada instante o rendimento do sistema.

Considera-se para o caso em estudo que o curso “útil” do *spindle* é de 0 a 10 mm, correspondendo à posição fechada e aberta, respetivamente. Para o primeiro caso não há caudal a passar no circuito primário e o *spindle* está totalmente encostado ao bocal primário. No caso da posição de 10 mm, considera-se que o *spindle* está aberto, já que, para posições superiores não há influência significativa deste parâmetro na razão de áreas e, consequentemente, na eficiência.

2.8 Fluido de trabalho

A seleção do fluido de trabalho é um processo importante e que depende de vários factores. Para além das propriedades físicas e termodinâmicas do fluido, importam também questões mais atuais como o seu impacto ambiental, segurança e os custos que lhe estão associados. A partir de 1987, com o protocolo de Montreal, o uso de refrigerantes prejudiciais à camada de ozono foi restringido. Surgiu então a necessidade de encontrar novos fluidos refrigerantes. Entre os mais utilizados encontram-se os hidrocarbonetos halogenados (R134a, R152a, R245fa, etc.) e hidrocarbonetos (R290, R600, R600a), amónia ou dióxido de carbono

(R744), que apresentam menos riscos para o ambiente [4]. Na Tabela 1 estão alguns dos refrigerantes mais utilizados em ciclos de refrigeração por ejeção e os valores de *COP* associados, para diferentes condições operacionais.

Tabela 1: COP para diferentes fluidos refrigerantes- tabela adaptada [4]

Tipo de refrigerante	Temperatura gerador (°C)	Temperatura condensador (°C)	Temperatura evaporador (°C)	COP
R134a	85	25	5	0,31
	90	30	10	0,56
	90	35	15	0,379
R152a	85	25	5	0,27
	90	30	10	0,58
	90	35	15	0,385
R290	85	25	5	0,25
	90	30	10	0,66
	90	35	15	0,372
R600a	85	25	5	0,23
	90	30	10	0,48
R717 (amónia)	85	25	5	0,05
	90	30	15	0,408

No caso em análise o refrigerante seleccionado foi o Isobutano (R600a). Na Tabela 2 apresentam-se algumas das propriedades mais importantes deste fluido, que o tornam indicado para esta aplicação. Como principal desvantagem há que referir o facto de este ser explosivo, requerendo um manuseamento cuidado.

Tabela 2: Propriedades Isobutano (R600a) [24]

Refrigerante	Temperatura crítica (°C)	Pressão Crítica (kPa)	Pressão saturação a 10°C (kPa)	Pressão saturação a 90°C (kPa)	Pressão saturação a 110°C (kPa)
R600a	135	3647	221.4	1614	2362

3 Descrição da instalação experimental

A instalação experimental que serve de base de estudo para esta dissertação situa-se no Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, no Laboratório de Novas Tecnologias Energéticas. Foi construída com o objetivo de analisar o desempenho de um ejetor de geometria variável em função de diferentes condições operacionais. Esta instalação serve também de base para o estudo, desenvolvimento e implementação de um sistema de controlo para o ciclo em causa.

De forma a estudar em ambiente laboratorial o sistema e as diversas condições operacionais a que um ciclo de refrigeração por ejeção está sujeito, existe um conjunto de equipamentos que simulam não só o ciclo de refrigeração, mas também o sub-ciclo solar, a fonte fria (carga térmica) e dissipação de energia para o meio ambiente.

A monitorização de toda a instalação é feita com recurso a um conjunto de transdutores, distribuídos pelos sub-ciclos solar e de refrigeração, e a um sistema de aquisição de dados [24].

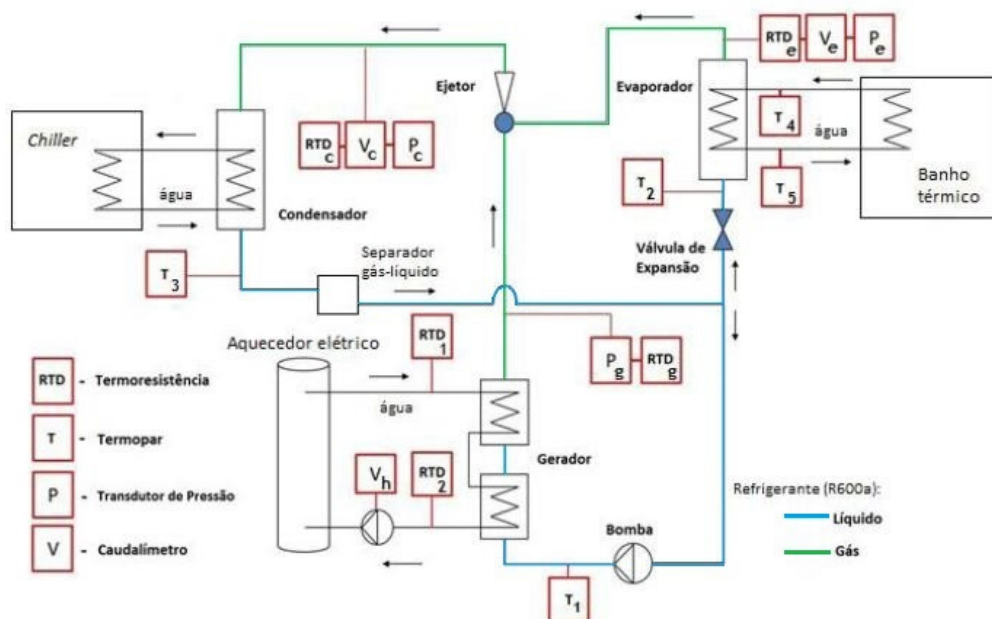


Figura 9: Representação esquemática da instalação experimental

Na Figura 9 mostra-se uma representação esquemática da instalação experimental e os diversos transdutores e sensores instalados. Observam-se também os diferentes estados termodinâmicos que o Isobutano apresenta ao longo da instalação (Líquido a azul e Vapor sobreaquecido a verde).

Nas próximas secções identificam-se e apresentam-se em detalhe as características principais dos sub-ciclos e respetivos equipamentos que compõem a instalação.

3.1 Ciclo de refrigeração

Na Figura 10 observam-se os equipamentos experimentais que constituem o ciclo de refrigeração por ejeção. Este é constituído pelo ejedor de geometria variável (a), uma bomba (e), válvula de expansão (f) e três permutadores de calor: o gerador, evaporador e condensador. O percurso do fluido refrigerante foi já descrito na secção 2.1.

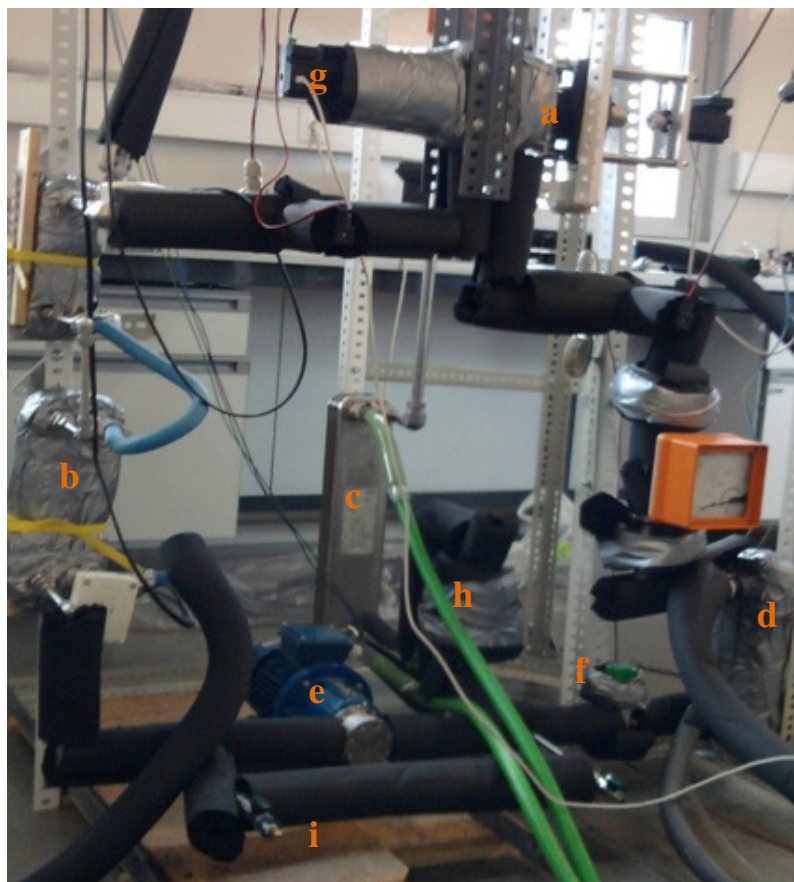


Figura 10: Ciclo de refrigeração experimental: a) Ejedor; b) Gerador; c) Condensador; d) Evaporador; e) Bomba; f) Válvula de expansão; g) Motor passo-a-passo; h) Separador líquido-gás; i) Válvula de enchimento e purga;

Importa também referir outros elementos do ciclo, a saber:

- Válvula de enchimento e purga: permite a introdução e escape de R600a na instalação quando é necessário (i);
- Separador Líquido-vapor: situado após o condensador, garante que à entrada da bomba todo o fluido refrigerante está no estado líquido (separa o fluido bifásico), salvaguardando a integridade do equipamento. Tem incorporado um visor para monitorização do nível de líquido na instalação (h);
- Dois motores passo a passo para movimentação dos graus de liberdade do ejedor (g).

Nas subsecções seguintes descrevem-se os elementos deste ciclo, nomeadamente os permutadores de calor, bomba e ejedor.

3.1.1 Permutadores de calor

O ciclo é composto por três permutadores de calor que permitem efetuar as trocas energéticas entre o fluido refrigerante e água vinda dos equipamentos auxiliares da instalação (já descritos anteriormente).

O gerador (letra b da Figura 10) é um destes permutadores, onde circula água vinda do aquecedor elétrico a alta temperatura. Esta água vai transferir calor para o fluxo primário de refrigerante, que também passa neste equipamento.

No caso do condensador (letra c) há transferência de calor do fluido refrigerante que sai do ejedor para a água que circula no *Chiller*. O refrigerante passa de vapor sobreaquecido para líquido.

No evaporador (letra d) o fluido refrigerante recebe calor da água que circula no banho térmico. Há mudança de fase do refrigerante, que passa de líquido a vapor sobreaquecido.

Todos os permutadores são de placas e produzidos pelo fabricante Alfa Laval. Este tipo de permutadores é constituído por placas de transferência de calor. Os dois fluidos circulam nos espaços entre estas placas. As placas têm nervuras, para facilitar a transferência de calor, e conferir alguma rigidez. As principais vantagens são o baixo preço, serem bastante compactos, de fácil manutenção, com elevados coeficientes de transferência de calor e apresentarem rendimentos térmicos elevados (até 93%). Como principal desvantagem têm a

limitação na pressão dos fluidos, que não deverá exceder os 25 bar, devido aos vedantes que possuem [20]. Na Tabela 3 apresentam-se algumas das características dos permutadores.

Tabela 3: Características dos permutadores de calor

	<i>Gerador</i>	<i>Condensador</i>	<i>Evaporador</i>
<i>Área Transferência de calor [m²]</i>	0,16	1,04	0,35
<i>Tipo de permutador</i>	Contra-corrente	Contra-corrente	Contra-corrente
<i>Material (prato/soldadura)</i>	Liga 316/Cobre	Liga 316/Cobre	Liga 316/Cobre
<i>Comprimento × largura × altura (mm)</i>	62 × 77 × 207	84 × 113 × 527	69 × 113 × 313
<i>Massa [kg]</i>	1,15	6,3	3,47

3.1.2 Bomba

A bomba do ciclo é de palhetas rotativas com acoplamento magnético, do fabricante GemmeCotti, modelo HTP-300 (Figura 11a). O seu caudal máximo é de cerca de 350 l/h, com um Δp máximo de 13 bar. Permite trabalhar até pressões de 25 bar, o que não é limitativo já que os próprios permutadores de calor não têm capacidade para trabalhar a pressões superiores. A potência é de 0,37 kW. Para permitir o ajuste do caudal (fluxo primário) e, consequentemente, da pressão do fluido à entrada do gerador, existe um variador de frequência da Mitsubishi, modelo FR-A024-S1 5k-EC (Figura 11b). A frequência de alimentação deve variar entre os 20 e os 50 Hz, já que para frequências abaixo do valor indicado a bomba tem dificuldades em vencer a própria inércia do fluido. O limite superior está relacionado com a frequência da tensão da rede elétrica. O variador pode ser comandado em modo manual, através do teclado existente, ou fornecendo uma referência de tensão ou corrente.

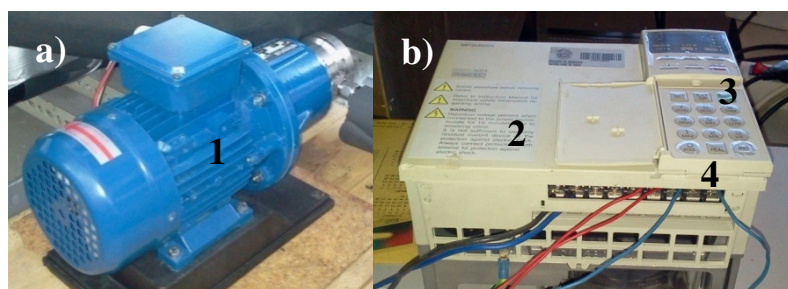


Figura 11: 1) Bomba; 2) Variador de frequência; 3) teclado e *display*; 4) portas para sinal de comando

3.1.3 Ejetor

Na Figura 12 observa-se o modelo em 3D do ejetor da instalação experimental, cujo princípio de funcionamento já foi exposto anteriormente (secção 2.4). Para a movimentação dos dois graus de liberdade estão instalados dois motores passo-a-passo da Haydon Kerk, com a referência 57MG3-3.25-001. Através do *drive* IDEA e respetivo *software* gráfico é possível controlar externamente diversos parâmetros, como posição, velocidade e aceleração, e criar rotinas de comando do motor. Para alimentação dos motores é utilizada uma fonte de tensão da Kaise HY3005D-3. Algumas das características dos motores estão representadas na Tabela 4.

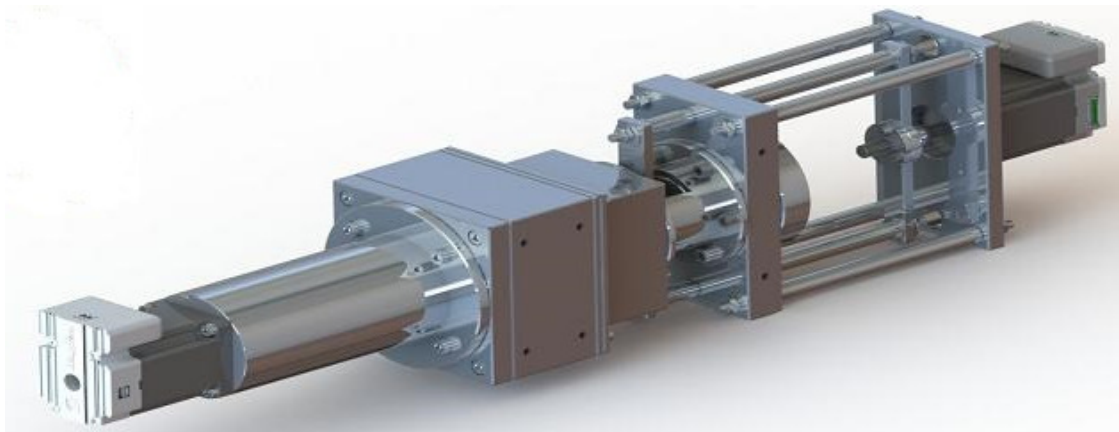


Figura 12: Modelo 3D do ejetor

Tabela 4: Características dos motores passo-a-passo

<i>Protocolo de Comunicação</i>	<i>Alimentação</i>	<i>Passo (mm)</i>	<i>Potência (W)</i>	<i>Leitura posição</i>
USB/RS485	12V	0,0127	10,08	Contador de impulsos

3.2 Dissipação de calor para o ambiente

Para implementar a dissipação de calor no ciclo de refrigeração é utilizado um *Chiller* que trabalha em conjunto com o condensador. Através do acionamento de uma bomba, este equipamento faz circular água, fluido de trabalho, até ao condensador. Devido à diferença de temperaturas que existe entre a água e o fluido refrigerante, R600a, a água recebe calor do refrigerante. Durante a troca de calor há mudança de fase do refrigerante, de vapor para líquido. A capacidade do *Chiller* é de aproximadamente 150 litros, havendo a possibilidade de

regular e monitorizar a sua temperatura. Possui uma capacidade de arrefecimento de 1,2 kW. Na Figura 13 observa-se o *Chiller* e os seus principais constituintes.

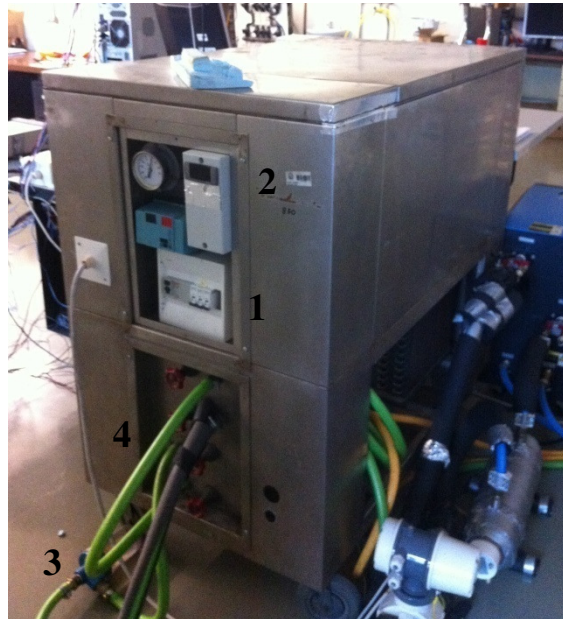


Figura 13: Chiller 1) Disjuntor para accionamento da bomba e compressor do chiller; 2) *display* de temperatura; 3) filtro de água; 4) mangueiras para alimentação e saída de água

3.3 Sub-ciclo da fonte fria (carga térmica)

É utilizado um banho térmico de baixa temperatura como fonte fria do sistema para simular a carga térmica do espaço que se pretende arrefecer. O fluido de trabalho é a água, que ao sair do banho térmico passa no evaporador e cede calor ao fluido refrigerante. Na Figura 14 observa-se o banho térmico utilizado, que é um modelo F-34HE da empresa Julabo. Possui um *display* com as informações mais relevantes e um teclado para ajuste da temperatura, funções de menu e definição de valores de segurança e de alarme. A resolução do *display* é de 0,01 °C. A regulação da temperatura é feita através de um sistema de controlo em cascata *ICC* (*Intelligent Cascade Control*) e o controlo e medição da temperatura pode ser feito externamente devido à ligação existente para sensor Pt100. Integra uma bomba para circulação da água com capacidade de caudal de 22 a 26 l/min e com uma pressão do fluido que pode variar entre os 0,4 e os 0,7 bar. As características mais importantes do F34-HE encontram-se na Tabela 5.

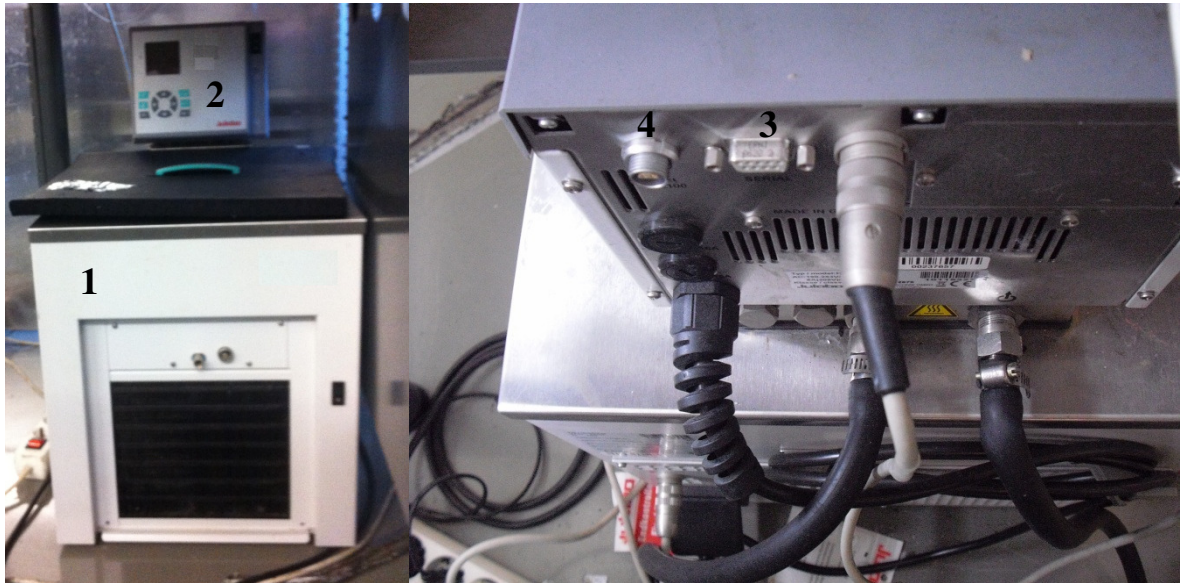


Figura 14: 1) Banho térmico; 2) *Display* e teclado; 3) Ligação série RS-232; 4) Ligação externa Pt100

Tabela 5: Características banho térmico

<i>Gama de Temperaturas (°C)</i>	<i>Potência Aquecimento (kW)</i>	<i>Potência Arrefecimento (kW)</i>	<i>Capacidade do tanque (l)</i>	<i>Refrigerante</i>	<i>Protocolo de comunicação</i>	<i>Alimentação</i>
-30 a 150	2	0,45 a 20 °C 0,32 a 0 °C 0,14 a -20 °C	20	R134a	RS-232 Profibus (opcional)	230 VAC/50 Hz

3.4 Sub-ciclo solar

A instalação experimental, nesta fase de testes laboratoriais, ainda não integra um sistema de coletores solares. Assim, é necessário recorrer a um equipamento externo para que haja fornecimento de energia sob a forma de calor ao fluxo primário no gerador. O equipamento utilizado para substituição do sub-ciclo solar é um aquecedor elétrico modelo STM-607W da empresa SHINI. Para circulação do fluido de trabalho, a água, existe uma bomba de alta eficiência no seu interior. Possui um painel de controlo para facilitar a operação. O controlo da temperatura é feito com recurso a um controlador PID multi-etapas com uma exatidão de $\pm 0,5$ °C. Na Tabela 6 apresentam-se as características mais importantes do STM-607W. Na Figura 15 é apresentada uma fotografia do painel frontal do aquecedor e

do equipamento auxiliar de potência (a), e as respectivas ligações para entrada e saída de água (b).

Tabela 6: Características gerador STM-607W

<i>Temperatura de aquecimento (°C)</i>	<i>Potência de aquecimento (kW)</i>	<i>Capacidade do tanque (l)</i>	<i>Potência da bomba a 50 Hz (kW)</i>	<i>Caudal Máx. da bomba a 50 Hz (l/min)</i>	<i>Protocolo de comunicação</i>
Até 120	6	3	0,55	27	RS485



Figura 15: 1) Aquecedor elétrico; 2) *Display*; 3) Equipamento auxiliar de potência; 4) Alimentação da rede de água; 5) Entrada de água; 6) Saída de água

Para que seja possível a manutenção de temperatura constante em casos em que se pretende ter caudais de R600a mais elevados (para posições do *spindle* mais abertas), existe um equipamento auxiliar (*booster*) que fornece uma potência térmica adicional de 2,7 kW. O aquecedor debita um caudal de água constante de 0,7 m³/h (11,7 l/min).

4 Monitorização da instalação experimental

Uma fase importante desta dissertação passou pelo desenvolvimento de um programa, no *software* comercial LabVIEW (*National Instruments*), para monitorização da instalação experimental. Este processo passou por várias etapas que serão descritas neste capítulo, a saber:

- Levantamento dos sensores e transdutores existentes na instalação e respetiva caracterização (gama e saída);
- Estudo do sistema de aquisição de dados instalado;
- Identificação dos *drivers* para comunicação entre sistema de aquisição de dados e LabVIEW;
- Verificação das ligações dos transdutores ao sistema de aquisição de dados;
- Programação e registo de dados.

4.1 Sensores e transdutores da instalação

Na instalação experimental existe um conjunto de transdutores e sensores para medição de temperatura, pressão e caudal, não só do fluido refrigerante, mas também da água que circula nos equipamentos auxiliares (aquecedor elétrico, *Chiller* e Banho térmico). Estes elementos estão colocados em locais estratégicos da instalação, nomeadamente na entrada e saída de permutadores, e foram previamente calibrados.

4.1.1 Transdutores de pressão

Para medição de pressão são usados três transdutores da Kobold, modelo SEN 86. A gama de medição, no gerador e no condensador é de 0 a 25 bar. No caso do circuito do fluxo secundário, no evaporador, a gama utilizada é de 0 a 6 bar. A exatidão, segundo o fabricante,

é de 0,3% do valor fim da escala e a repetibilidade é de 0,15% do valor de fim de escala. Assim, pode definir-se a incerteza na leitura do transdutor como sendo:

$$\Delta p_{g,c} = \pm 0,003 \times 25 \text{ bar} \pm 0,0015 \times 25 \text{ bar} = \pm 0,1125 \text{ bar} \quad (8)$$

$$\Delta p_e = \pm 0,003 \times 6 \text{ bar} \pm 0,0015 \times 6 \text{ bar} = \pm 0,027 \text{ bar} \quad (9)$$

Em termos de sinal de saída, os transdutores podem ter um sinal de saída analógico em corrente (4 a 20 mA) ou em tensão (0 a 5 V ou 0 a 10 V). Para tal é necessária a existência de uma fonte de tensão (15 a 32 V). A fonte utilizada para estes (e vários outros) transdutores é de 24 V DC.

4.1.2 Transdutores de caudal

Na instalação existem três transdutores para medição de caudal volumico. Dois caudalímetros de área variável da Kobold, modelo *BGN-P*, registam o valor do caudal volumico do circuito secundário e à saída do condensador. Nestes caudalímetros, também designados por rotâmetros, existe um tubo (de forma cónica) por onde circula o fluxo que se pretende medir. No interior do tubo existe um obturador. Este obturador está em cada instante sujeito às forças de caudal do fluxo e ao seu próprio peso. O equilíbrio destas forças define em que posição o obturador vai estabilizar para um dado fluxo. A uma dada posição corresponde um certo caudal conhecido. A designação de área variável vem do facto de, quando se varia o fluxo, e consequentemente a posição do obturador, devido à forma característica do tubo, a área de passagem do fluxo variar. Para estes transdutores a gama de medição é 0 a 15 m³/h (no evaporador) e 0 a 20 m³/h (no condensador).

Ambos têm a saída em corrente de 4 a 20 mA e necessitam de uma alimentação de 14 a 30 V DC. É utilizada a mesma fonte de tensão (24V) utilizada para os transdutores de pressão. Têm associada uma exatidão de $\pm 2,2\%$ do valor de fim de escala. A sua repetibilidade é de $\pm 0,5\%$ do valor de fim escala. Assim, a incerteza do transdutor é:

$$\Delta \dot{V}_e = \pm 0,022 \times 15 \text{ m}^3/\text{h} \pm 0,005 \times 15 \text{ m}^3/\text{h} = \pm 0,405 \text{ m}^3/\text{h} \quad (10)$$

$$\Delta \dot{V}_c = \pm 0,022 \times 20 \text{ m}^3/\text{h} \pm 0,005 \times 20 \text{ m}^3/\text{h} = \pm 0,54 \text{ m}^3/\text{h} \quad (11)$$

O fabricante refere também que existe um erro adicional associado ao transmissor de corrente do transdutor de 0,2% sobre o valor de caudal lido.

Não existe transdutor para a leitura do caudal volúmico do circuito do gerador. Este valor é obtido pelo balanço de caudais mássicos do sistema. A conversão de caudal volúmico em caudal mássico depende da massa volúmica do fluido (ρ). Esta conversão exige uma atenção especial, já que a massa volúmica depende não só do fluido, mas também da sua temperatura e pressão. O transdutor foi calibrado com R600a, em condições PTN ($T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P = 1\text{ atm}$; $\rho_n = 2,51\text{ kg/m}^3$). Assim existe um fator de correção (K_v) que deve ser introduzido quando se pretende fazer a conversão para caudal mássico, já que a massa volúmica do fluido altera-se para condições diferentes das condições nominais e para as quais o transdutor foi calibrado [24].

$$\dot{m} = \rho(T, P) \times K_v \times \dot{V} = \rho(T, P) \times \sqrt{\frac{\rho_n}{\rho(T, P)}} \times \dot{V} \quad (12)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c - \dot{m}_e \quad (13)$$

Existe ainda um transdutor de caudal do tipo eletromagnético, da ABB, modelo *DE43F*, para medição do caudal volumétrico de água no circuito do gerador. Este transdutor mede até um máximo de $3\text{ m}^3/\text{h}$, tendo a saída em corrente de 4 a 20 mA. Necessita de uma fonte de tensão de 16,8 a 31,2 V DC. Foi utilizada a fonte de tensão de 24V já referida anteriormente. O fabricante refere uma exatidão de 0,5% do valor medido.

4.1.3 Transdutores de temperatura

Na instalação existem sensores e transdutores para medição da temperatura do fluido refrigerante e da água em vários pontos. Estes são do tipo RTD e Termopar. De seguida descrevem-se sucintamente algumas das características mais importantes dos mesmos.

4.1.3.1 RTD

São utilizados cinco sensores RTD de quatro fios, do tipo Pt100, para medição da temperatura da água, à entrada e saída do gerador, bem como do fluido refrigerante, à saída do ejetor e nas entradas primária e secundária do ejetor. O fabricante é a KIMO e o modelo é o SF50-b-4-p-1-4-50. O valor de tolerância indicado é de $\pm 0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 0,12\text{ }\Omega$) para 0°C e $\pm 0,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 0,3\text{ }\Omega$) para $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Há ainda a possibilidade de integração de um transmissor para que o sinal de saída seja em corrente (4-20 mA) ou em tensão (0-10 V). Os RTD para medição da

temperatura da água no gerador foram previamente calibrados com a temperatura do banho térmico como referência [24].

4.1.3.2 Termopar

Existem cinco termopares, tipo T, para medição da temperatura do refrigerante, à entrada do gerador, entrada do evaporador e saída do condensador, bem como para medição da temperatura da água, à entrada do evaporador e saída do evaporador. Todos estes transdutores já foram calibrados para a gama de temperaturas de funcionamento, tendo a temperatura do banho térmico como referência [24].

4.2 Sistema de aquisição de dados

Para aquisição dos sinais analógicos dos sensores e transdutores é utilizada uma placa de aquisição de dados da HP, modelo 34970A (Figura 16). As suas características mais importantes são:

- Leitura direta de termopar, RTD, termistor, tensão (contínua e alternada), resistência, corrente (contínua e alternada), frequência e período;
- Multímetro incorporado com resolução de 6 ½;
- 60 canais de leitura diferencial (120 canais referenciados) divididos por 3 módulos HP 34901A com 20 canais cada;
- Taxa de aquisição de 500 leituras/segundo em cada canal e *scan* de 250 canais/segundo;
- Interface RS-232 e GPIB.



Figura 16: 1) Placa HP 34970A; 2) Módulo HP 34901A; 3) Ligação série RS-232; 4) Fonte de Alimentação

4.3 Comunicação do sistema de aquisição de dados com LabVIEW

A transmissão de dados entre o sistema de aquisição de dados e o computador é feita através de comunicação série RS-232. Para comunicação do LabVIEW com qualquer sistema de aquisição de dados existe uma funcionalidade disponibilizada pela *National Instruments* designada por “*NI Instrument Driver Finder*”. Nesta aplicação é possível encontrar todos os *drivers* certificados pela *NI* associados a um dado dispositivo que esteja ligado ao computador. Estes *drivers* são blocos de código que permitem a comunicação entre o *software* de desenvolvimento e o dispositivo. Na Figura 17 é possível observar alguns dos *drivers* existentes para a placa de aquisição de dados da instalação experimental HP 34970A, que foram obtidos com recurso ao “*NI Instrument Driver Finder*”. Neste caso, por exemplo, à esquerda estão representados os blocos que permitem fazer a aquisição de diferentes tipos de sinais da placa HP (corrente, tensão, resistência, temperatura, etc.). À direita, mostram-se diversos blocos que indicam qual o estado lógico da placa e algumas ações possíveis.

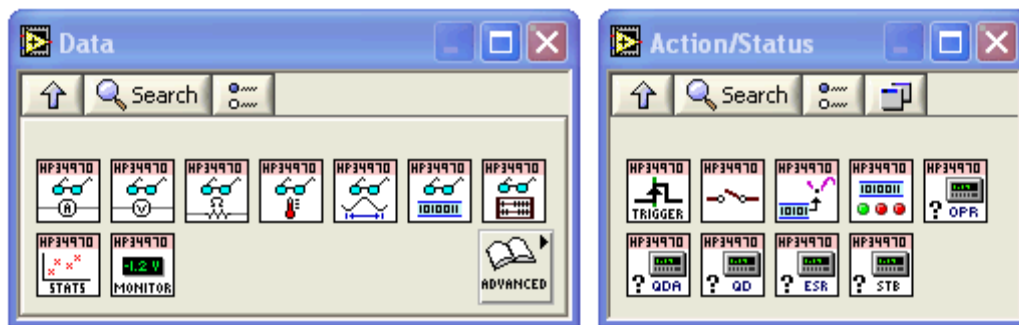


Figura 17: Drivers da HP 34970A para LabVIEW [21]

Para implementar a rotina de monitorização do sistema foi então necessário manipular os *drivers* disponíveis de forma a poder ler no computador os valores de variáveis reais medidas pelos sensores e transdutores (temperatura, pressão e caudal, neste caso). Foi também necessário recorrer aos *drivers*, para iniciar e finalizar a comunicação com a placa de aquisição de dados, e configurar a porta série à qual esta está associado.

4.4 Estudo das características dos sensores transdutores e verificação das ligações

Após conhecer as diferentes possibilidades de aquisição de sinais através dos *drivers* da placa HP para o LabVIEW, foi realizado um estudo do sinal de saída dos diferentes sensores e transdutores e qual a sua gama de leitura. Desta forma foi possível determinar qual o *driver* adequado para a monitorização de cada sensor/transdutor e qual a sua característica. Na Tabela 7 está um resumo do levantamento efetuado. Para os sensores/transdutores de temperatura apresentam-se as expressões de calibração já determinadas em trabalhos anteriores [24], sendo T_{HP} o valor de temperatura lido pela placa da HP.

Tabela 7: Gama e característica dos sensores/transdutores da instalação

<i>Sensor/Transdutor</i>	<i>Gama de leitura</i>	<i>Característica</i>
Transdutor de pressão (gerador/condensador) [bar]	0 a 25	$P = \frac{25}{16} \times I - 6,25$
Transdutor de pressão (evaporador) [bar]	0 a 6	$P = \frac{6}{16} \times I - 1,5$
Caudalímetro (evaporador) [m ³ /h]	0 a 15	$\dot{V} = \frac{20}{16} \times I - 5$
Caudalímetro (condensador) [m ³ /h]	0 a 20	$\dot{V} = \frac{15}{16} \times I - 3,75$
Caudalímetro (água gerador) [m ³ /h]	0 a 3	$\dot{V} = \frac{3}{16} \times I - 0,75$
Termopar (entrada gerador) [°C]	0 a 100	$T = 1,0031 \times T_{HP} - 0,2266$
Termopar (entrada evaporador) [°C]	0 a 100	$T = 1,0027 \times T_{HP} - 0,6235$
Termopar (saída condensador) [°C]	0 a 100	$T = 0,9942 \times T_{HP} - 1,589$
Termopar (água entrada evaporador) [°C]	0 a 100	$T = 1,0035 \times T_{HP} - 0,8056$
Termopar (água saída evaporador) [°C]	0 a 100	$T = 0,995 \times T_{HP} - 1,596$
RTD 1 (água entrada gerador) [°C]	0 a 100	$T = 1,0064 \times T_{HP} - 0,1251$
RTD 2 (água saída gerador) [°C]	0 a 100	$T = 1,003 \times T_{HP} - 0,1722$

Outra questão importante para a programação da rotina de monitorização do sistema passa pela definição dos canais do módulo 31901A a que cada sensor/ transdutor está ligado.

O canal é identificado por uma *string* de três dígitos, onde o primeiro identifica em que módulo da placa o transdutor está ligado (1, 2 ou 3) e os dois dígitos restantes indicam qual o canal correspondente (01 a 22). Assim, foram verificadas todas as ligações dos sensores/transdutores à placa de aquisição de dados e identificados os respetivos endereços. Na Figura 18 observa-se uma rotina exemplo para aquisição de um sinal de tensão. Esta rotina é repetida durante dez ciclos e é possível observar os *drivers* para inicializar e terminar a comunicação com a placa de aquisição de dados, bem como as configurações da porta série (“*VISA Resource*” e “*Serial Port*”). No controlo designado “*scan list*” define-se em que canais se pretende fazer a aquisição do sinal de tensão. Os dados são guardados, neste caso, num vector designado por “*Output Data*”.

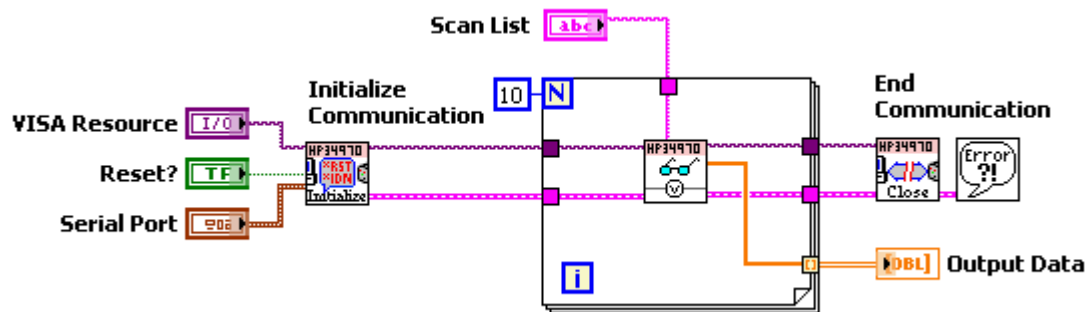


Figura 18: Rotina para aquisição de sinal de tensão

4.5 Programação e interface gráfica

Após definir quais as equações que relacionam os sinais de saída dos sensores/transdutores com a grandeza física a medir e quais os canais a que cada transdutor está ligado, a rotina de monitorização foi programada, de modo a cumprir um conjunto de requisitos, a saber:

- Deverá ser possível monitorizar temperatura, pressão e caudal nos vários pontos da instalação;
- A aquisição deve ser feita a cada dez segundos;
- Os dados deverão ser guardados em ficheiro de texto, com data e hora associada;
- No caso de se registarem pressões superiores aos limites impostos pelos transdutores, deverá haver um sinal de alarme na interface gráfica;

- A interface gráfica deverá ter o registo da evolução das variáveis em gráficos e indicadores, para saber qual o valor exato de cada variável em cada aquisição.

No Anexo A é possível ver parte do código da rotina de monitorização onde é feita a aquisição de sinal de corrente dos transdutores de pressão e caudalímetros. Na primeira imagem observa-se a criação do ficheiro de texto e definição do cabeçalho para registo dos dados adquiridos (seta preta). A seta azul define o início da comunicação com a placa de aquisição de dados. Por fim, a seta verde mostra o bloco onde se define o tempo de aquisição, em segundos, e a seta vermelha indica o bloco onde é feita a aquisição dos sinais de corrente, adquiridos dos transdutores de pressão e caudal. Na imagem de baixo encontram-se os blocos que convertem o sinal de corrente nas variáveis de pressão e caudal. No Anexo B, é possível visualizar a interface gráfica integrada nesta rotina.

5 Controlo de pressão

Neste capítulo aborda-se um dos principais temas desta dissertação: o desenvolvimento de um sistema de controlo da pressão do fluido refrigerante à saída do gerador. Este controlo deve estar integrado no programa principal de monitorização e comando. A sua implementação não se deve a questões diretamente relacionadas com a eficiência do ciclo, mas com a integridade dos equipamentos da instalação, nomeadamente o ejedor. Na próxima secção é feita a identificação do problema em questão e as metodologias seguidas para a resolução do mesmo.

5.1 Identificação do problema

Tal como já foi descrito anteriormente (secção 2.1), a jusante do condensador, o fluido refrigerante divide-se em dois fluxos distintos, o primário (gerador) e o secundário (evaporador). O circuito do fluxo primário, no qual está instalada a bomba e o gerador, deve ser projetado para que o fluido refrigerante entre no ejedor no estado de vapor sobreaquecido. No caso em que o fluido esteja no estado de vapor húmido, onde coexistem duas fases (líquido e vapor), a elevada energia cinética associada às partículas líquidas misturadas na fase gasosa pode provocar a erosão das paredes internas do ejedor. Este fenómeno é bastante comum em turbinas a vapor e deve ser evitado para manter a integridade do ejedor e não pôr em causa o funcionamento do ciclo a longo prazo.

5.2 Enunciado da solução

Para a resolução do problema identificado anteriormente é necessário ter um controle sobre as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante no circuito primário. Num sistema real, dependendo da quantidade de radiação solar disponível em cada instante, é transferida uma dada potência calorífica ao fluido refrigerante no gerador que é traduzida numa variação de entalpia (e temperatura). Em função da temperatura atingida no gerador, a pressão de saída da bomba deverá ser ajustada para que se garanta vapor sobreaquecido à entrada do ejetor.

Na Figura 19 é possível observar a influência da pressão de saída da bomba e da entalpia. Assume-se que é imposta uma dada variação de entalpia h , no gerador, ao fluido refrigerante (distância a), função da potência calorífica recebida. Partindo de uma pressão no condensador representada pelo ponto (1), a pressão na bomba é elevada até ao ponto (2'). Neste caso, à saída do gerador, para as condições verificadas, o fluido estará no estado de vapor húmido. Por outro lado, se a pressão à saída for a do ponto (2), à saída do gerador tem-se vapor sobreaquecido, o que é o ideal.

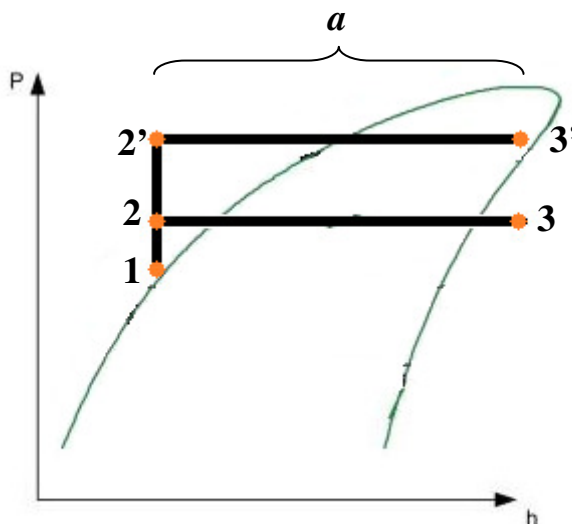


Figura 19: Gráfico P-h (evolução desde o condensador até à saída do gerador)

Ao variar a frequência da tensão de alimentação da bomba há uma variação do caudal e, consequentemente, há uma variação de pressão imposta. O controlador do sistema deve então atuar sobre o variador de frequência da bomba. De seguida apresentam-se todos os procedimentos seguidos para a implementação deste controlador.

5.3 Situação inicial

Inicialmente a pressão no gerador era controlada através do ajuste manual da frequência, no teclado do variador. A Figura 20 mostra o diagrama P-h para o R600a com a curva de saturação. Para melhor interpretação apresentam-se as linhas isotérmicas de 80 a 100 °C. O valor de pressão de referência era retirado de tabelas termodinâmicas para o R600a no estado saturado, considerando-se 5 °C de sobreaquecimento por segurança. Isto significa que, por exemplo, se a temperatura do refrigerante à saída do gerador fosse de 90 °C, o valor referência seria a pressão de saturação correspondente à temperatura de 85 °C (ponto assinalado na Figura 20). Garante-se assim que o fluido está no estado de vapor sobreaquecido.

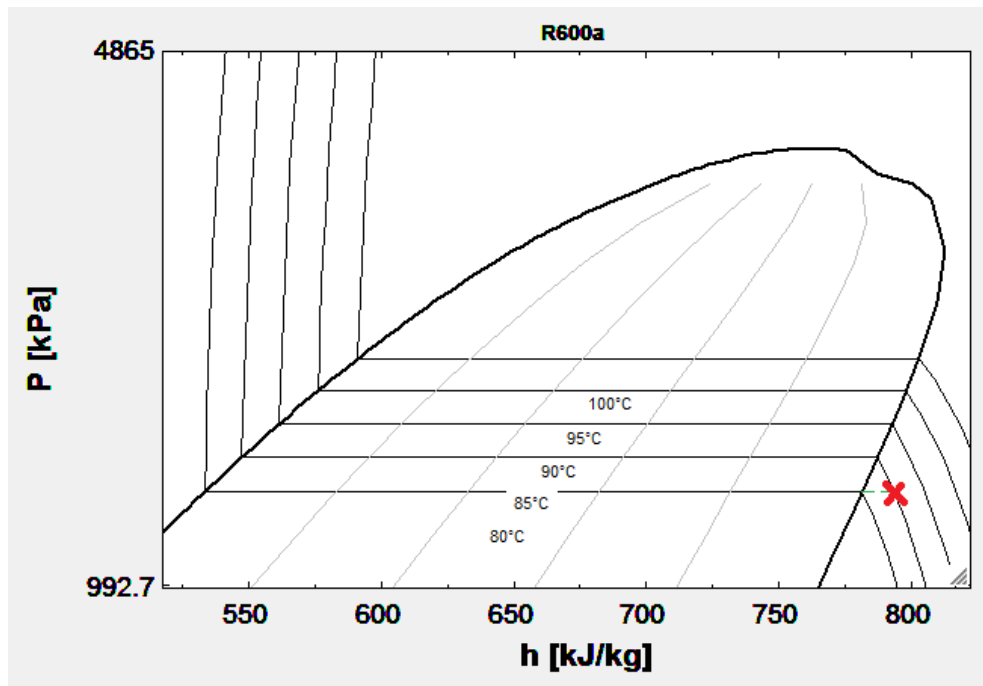


Figura 20: Diagrama P-h R600a, efeito do sobreaquecimento

Assim, no método inicial, o valor da frequência era aumentado ou diminuído, passo-a-passo, até que se atingisse a pressão desejada, retirada das tabelas. O valor de pressão em cada momento e a temperatura à saída do gerador era lido na interface gráfica do programa de monitorização e comando já descrito anteriormente. O processo é iterativo e pode ser otimizado. No Anexo C encontram-se as tabelas de saturação que servem de base para o ajuste, sem sobreaquecimento. A entrada de temperatura destas tabelas é a temperatura do gerador, menos o sobreaquecimento.

5.4 Solução proposta

A solução proposta passa pela implementação de um sistema de controlo de pressão no *software* LabVIEW. Este controlador deve funcionar em paralelo com o programa principal. Na Figura 21 observa-se um esquema dos passos seguidos até chegar à implementação do controlo automático de pressão do sistema.

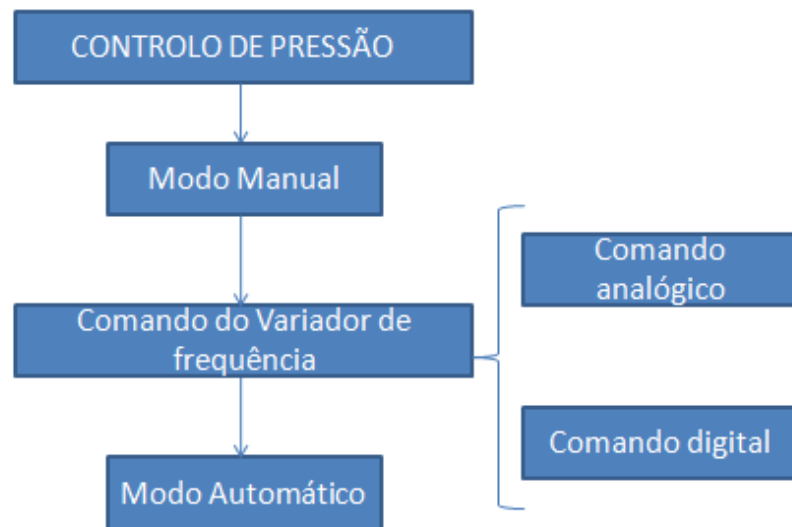


Figura 21: Sequência seguida para implementação do controlo de pressão

Apesar de se pretender um controlo automático, numa primeira fase implementou-se um modo manual para ajuste da frequência da bomba através do LabVIEW. Para ambos os modos foi necessário um comando do variador de frequência, pelas razões explicadas na secção 5.2. Na Figura 22 apresenta-se o diagrama de blocos do sistema.

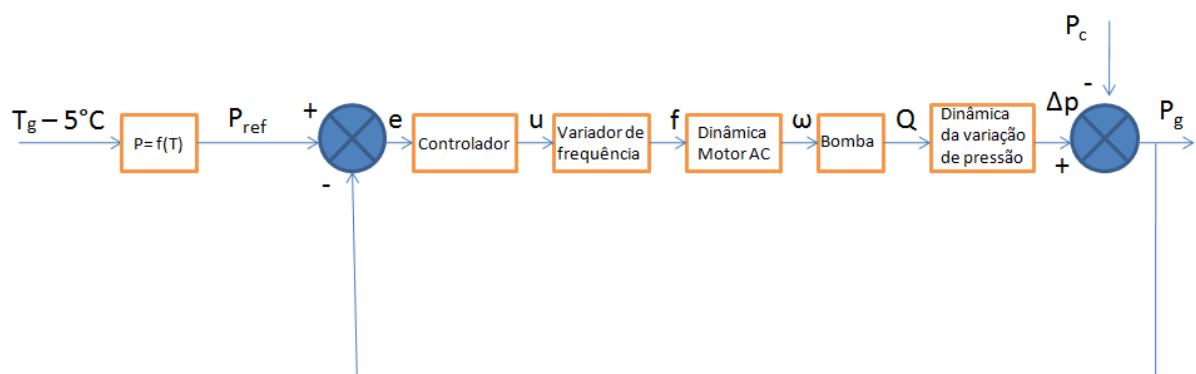


Figura 22: Diagrama de blocos do sistema

Pretende-se controlar a pressão de saída da bomba (P_g). Neste caso, é gerada uma referência de temperatura (T_g) imposta pelo sub-ciclo solar, a que corresponde a temperatura do refrigerante à saída do gerador. São retirados os 5°C de sobreaquecimento e é feita a conversão para pressão ($P=f(T)$) através das tabelas de saturação do fluido refrigerante (Anexo C), obtendo-se a referência de pressão (P_{ref}). O controlador dá um sinal de comando em tensão (u) para o variador de frequência, em função do erro (e) de pressão. Este sinal traduz-se numa frequência de alimentação (f) do motor AC e consequente velocidade de rotação da bomba (ω). Um caudal (Q) é imposto pela bomba e consequentemente uma variação de pressão (Δp). Se a este valor for retirada a pressão no condensador (P_c) obtém-se a pressão de saída (P_g) que é a saída e o sinal de *feedback*. Para gerar a referência é necessário a aquisição do sinal de temperatura do R600a à saída gerador. Para o sinal de *feedback* adquire-se o sinal do transdutor de pressão do fluido primário.

No controlo manual, o que se pretende é um controlo direto da frequência, não havendo *feedback* de pressão. É um controlo em malha aberta de pressão. No caso do controlo automático trata-se de um controlo de pressão em malha fechada.

5.5 Controlo manual da frequência

De forma a compreender e inicializar a comunicação entre o LabVIEW e o variador de frequência, implementou-se um modo de controlo manual da frequência. Na prática, este modo nada acrescenta à solução atual implementada, tendo apenas a vantagem de centralizar no programa principal o ajuste da frequência da bomba, deixando esta de ser feita manualmente, via teclado, no variador.

Assim, foi necessário estudar a forma de comandar o variador através do LabVIEW. No próximo subcapítulo é descrito o modo de comando utilizado.

5.5.1 Comando do variador de frequência

O fabricante refere que o variador pode ser comandado manualmente, através do teclado existente, ou externamente por sinal de tensão (0 a 5 V ou 0 a 10 V) ou corrente (4-20 mA) que fornece uma referência de frequência. Um sinal digital define qual o sentido de

rotação da bomba. Neste caso, o que se pretende é que o variador seja comandado através do LabVIEW por um sinal de tensão (0 a 5V), que fornece a referência de frequência, em conjunto com o sinal digital que, como foi dito, define o sentido. Apenas quando estes dois sinais estão ativos é que o variador entra em funcionamento.

5.5.1.1 Placa de aquisição de dados NI USB-6008

Para realizar o comando do variador de frequência é utilizada uma segunda placa de aquisição de dados da NI, modelo USB-6008. As principais características desta placa encontram-se na Tabela 8.

Tabela 8: Características NI USB-6008

<i>Entradas/Saídas Analógicas</i>	<i>Entradas/Saídas Digitais</i>	<i>Taxa de Aquisição</i>	<i>Resolução</i>	<i>Comunicação com PC</i>
8 Entradas 2 Saídas	8 canais configuráveis para entradas/saídas	Até 10 kHz	12 bits	USB

A seleção desta placa deve-se à possibilidade de ter saídas analógicas e digitais que são necessárias para o sinal de comando do variador de frequência. A placa da HP possui alguns canais que são configuráveis para funcionar como entradas ou saídas, mas já estão todos ocupados com ligações a sensores/transdutores.

Outra razão deve-se à taxa de aquisição necessária para o controlo de pressão. A placa de aquisição da HP utilizada para monitorização do sistema adquire os sinais dos sensores/transdutores a uma frequência de 0,1 Hz. Considera-se suficiente o registo da informação a esta taxa para obter dados com significado. Para o controlo são necessárias taxas de aquisição superiores (10 Hz). Apesar da placa da HP ter a capacidade de aquisição necessária (até 500 Hz), não se justifica o registo de todos os dados a taxas tão elevadas. Assim, seleccionou-se a placa da NI para o controlo de pressão. Os sinais dos transdutores usados no controlo de pressão devem ser lidos nas duas placas, por questões de sincronismo.

5.5.1.2 Sinal analógico

Para fornecer o sinal analógico de referência é necessário realizar a ligação entre a placa de aquisição de dados e o variador. No Anexo D é possível verificar as ligações necessárias para o comando em tensão. O contacto (5) é o zero comum para a referência de frequência. O contacto (2) é o pólo positivo. Na imagem, a referência é dada por um potenciómetro. No caso em estudo, através do LabVIEW, define-se a referência e a placa de aquisição de dados envia o sinal analógico para o variador. É necessário configurar previamente a porta da saída analógica utilizada na placa para a gama de tensão pretendida (0 a 5V).

Para a conversão de tensão em frequência, assume-se uma relação linear entre as duas variáveis. Pelas questões já discutidas na secção 3.1.2, restringe-se a frequência de alimentação da bomba dos 20 aos 50 Hz. Assim, obtém-se a expressão:

$$V = \frac{f - 20}{6} \quad (14)$$

5.5.1.3 Sinal digital

Para a definição do sentido de rotação, segundo o fabricante, é necessário fechar o circuito entre o contacto (SD) que representa o zero comum, e um dos contactos (STF) ou (STR), caso se pretenda a rotação no sentido direto ou inverso, respetivamente (Anexo D). Neste caso pretende-se fechar o contacto (STF). Para tal pensou-se num circuito onde um sinal digital da placa da NI (5V) fechasse diretamente o contacto de um relé que fecharia o circuito. Esta hipótese não é possível já que, apesar do catálogo da placa apontar para um valor de saída em corrente na ordem dos 200 mA, verifica-se que este é da ordem de 20 mA. Para relés com a bobine alimentada a 5 V, a corrente necessária para fechar o contacto é de aproximadamente 80 mA. Assim, projetou-se um circuito com um acoplador ótico para ser possível fechar o contacto do relé com a limitação de corrente do sinal digital da placa.

No circuito projetado, o sinal digital da placa da NI vai a um amplificador de corrente (seguidor), alimentando o díodo do acoplador ótico. O transístor entra em condução e a bobine do relé é alimentada, fechando o contacto. Na Figura 23 observa-se esquematicamente o circuito implementado.

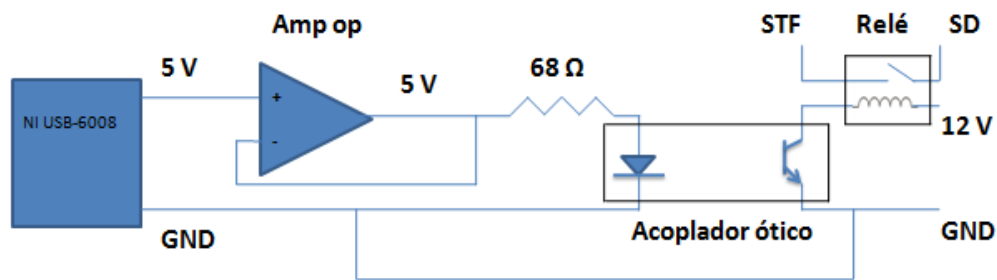


Figura 23: Circuito de acoplador ótico para o sinal digital

Para dimensionar o circuito começou por seleccionar-se o amplificador operacional do circuito para amplificar o sinal de corrente da placa *NI*. O amplificador utilizado é o LM 358N. O requisito para escolha foi a possibilidade da alimentação ser de 12 V. De seguida fez-se a selecção do acoplador ótico. Foi escolhido o modelo LT4N35 do fabricante LITEON. No Anexo E encontram-se os valores máximos de *input* e *output* para este modelo, retirados do catálogo do fabricante. Do lado do *input* o catálogo indica uma corrente máxima de 60 mA no díodo, com uma queda de tensão que pode chegar aos 1,6 V. De forma a limitar a corrente que passa no díodo introduz-se uma resistência. A queda de tensão na resistência deverá ser de 3,4 V (tensão do sinal da placa menos a queda de tensão no díodo). Deve também limitar-se a corrente em função do valor máximo de *input* do acoplador ótico. Por segurança, é considerado o valor de 50 mA. Assim:

$$R = \frac{V}{I} = \frac{5-1,6}{0,050} = 68 \, \Omega \quad (15)$$

A resistência seleccionada é uma resistência de precisão de 68 Ω . De seguida seleccionou-se um relé. Utilizou-se uma fonte de 12 V DC, logo a bobine do relé deverá ser alimentada com este valor de tensão. Outro requisito é a corrente na bobine necessária para fechar o contacto, já que o *output* do acoplador ótico está limitado a uma corrente máxima de 100 mA. O relé seleccionado foi o modelo 40.31 do fabricante Finder. Como é possível verificar no Anexo F, este é um relé com a bobine alimentada a 12 V, e a potência necessária para fechar o contacto é de 300 mW. Assim a corrente na bobine é de:

$$I = \frac{P}{V} = \frac{300}{12} = 25 \, \text{mA} \quad (16)$$

Este valor é inferior aos 100 mA de corrente máxima que pode passar no coletor do acoplador ótico como pretendido. Na Figura 24 observa-se o circuito de teste implementado e respetivas ligações ao variador de frequência e à placa de aquisição de dados.

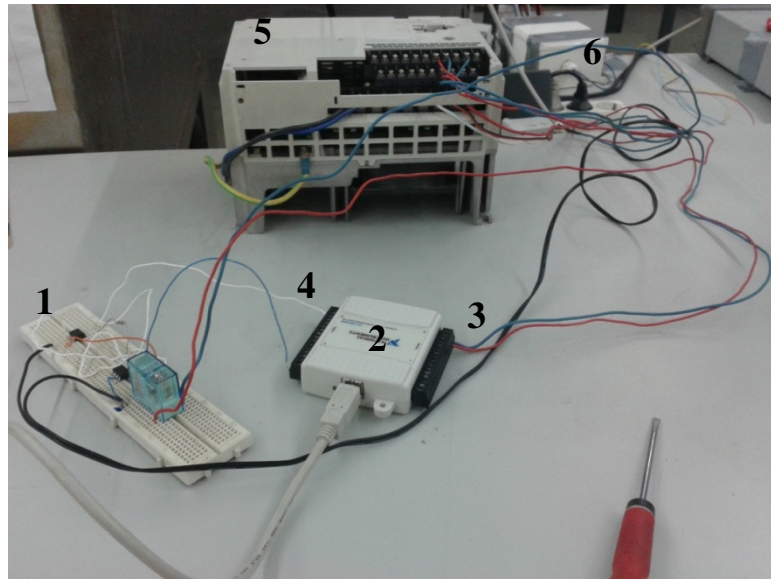


Figura 24: 1) Circuito acoplador ótico; 2) Placa aquisição de dados NI USB-6008; 3) Saída analógica; 4) Saída digital; 5) Variador de frequência; 6) Fonte de alimentação 12 V

5.5.2 Implementação do controlo manual de frequência

A rotina desenvolvida numa primeira fase continha um botão para ajuste do valor da frequência, botão para envio do sinal digital e um indicador para ler o valor numérico de frequência selecionado. Através do *display* do variador deveria ser possível comprovar a alteração na frequência. Este programa serviu de base para testar a comunicação com o variador e as ligações referidas anteriormente.

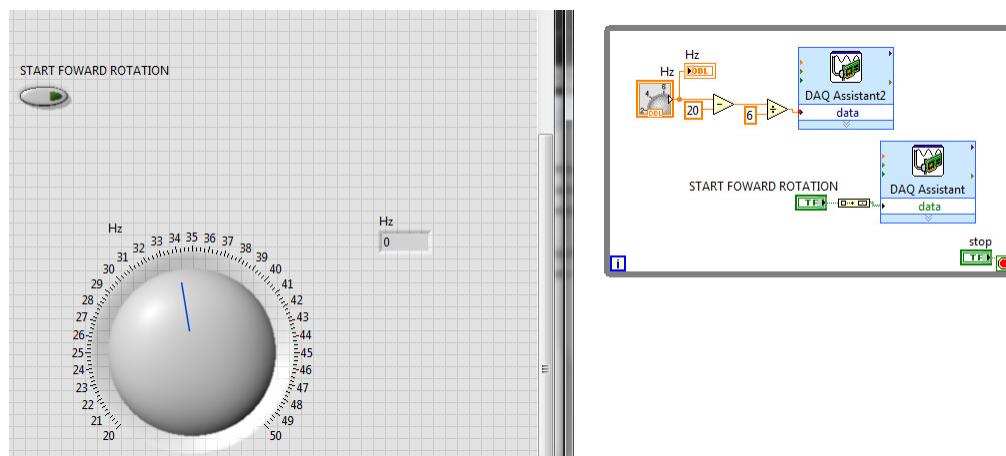


Figura 25: Interface gráfica inicial para comando manual de frequência

Na Figura 25 é possível observar a interface gráfica e diagrama de blocos do programa. Neste caso, o valor numérico de frequência definido no botão “Hz” é convertido

para tensão através da equação 14, sendo este o sinal enviado para o variador através duma saída analógica da placa. Esta saída é configurada para funcionar na gama de 0 a 5 V. O botão “START FOWARD ROTATION”, para iniciar a rotação, é associado a uma saída digital da placa. Este sinal fecha o contacto do relé do circuito anteriormente referido. Foi assim validada a comunicação com o variador.

De seguida implementou-se uma nova rotina de controlo manual que teve em conta vários requisitos de segurança e funcionais, nomeadamente na fase de arranque e paragem do sistema. De seguida descreve-se a rotina implementada e a integração destes requisitos.

- A referência de frequência é imposta por um botão deslizante “Referência” que varia de 20 a 50 Hz. Existe um botão “START”, para iniciar a rotação, e um botão “STOP”, para parar a rotação. O indicador led “digital” indica se o sinal digital está a ser enviado pela placa;
- O sistema terá de arrancar sempre na frequência mínima funcional (20 Hz) após o botão “START” ser carregado. Até o botão ser carregado não é possível alterar a referência para valores diferentes de 20 Hz (Figura 26);

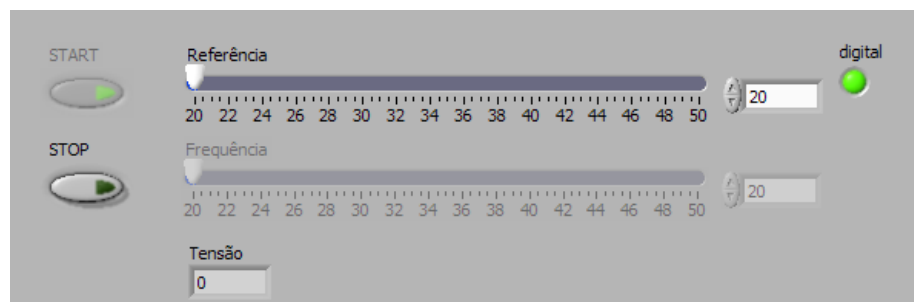


Figura 26: Início modo manual de controlo de pressão

- A mudança de velocidade de rotação deve ser lenta para garantir o bom funcionamento do sistema. Assim, após ser definida uma referência, a frequência evolui em rampa, a uma taxa de 30 Hz/min, até ao valor estipulado, evitando-se mudanças bruscas de velocidade (Figura 27). O slide “Frequência” indica a frequência real em cada instante;

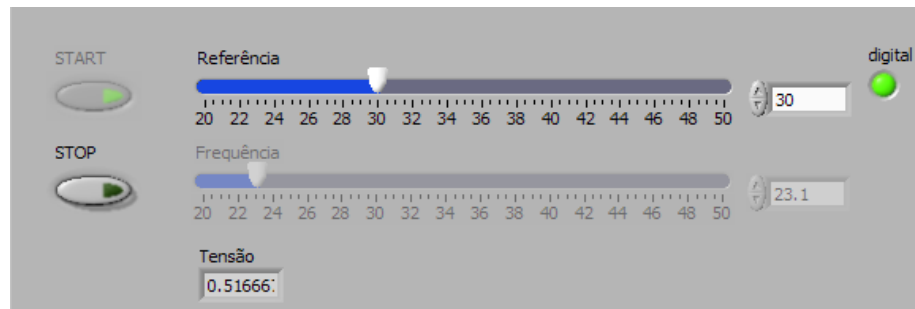


Figura 27: Referência da frequência no modo manual de controle de pressão

- Quando a frequência desejada é atingida, o sinal de tensão mantém-se constante (Figura 28);

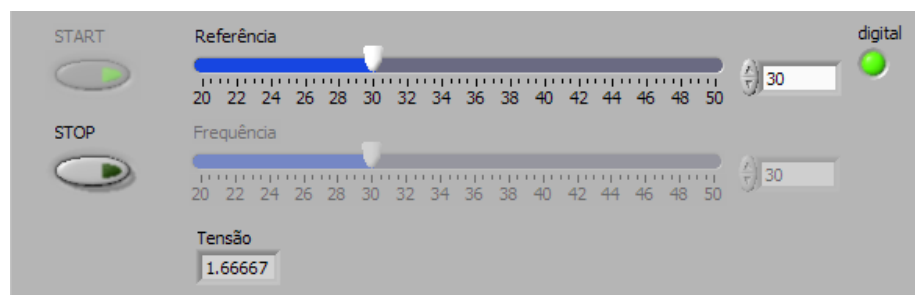


Figura 28: Frequência atinge a referência

- Ao carregar no botão “STOP” deixa de ser possível definir novas referências, e a frequência desce em rampa, com taxa semelhante ao caso da subida, 30 Hz/min (Figura 29);

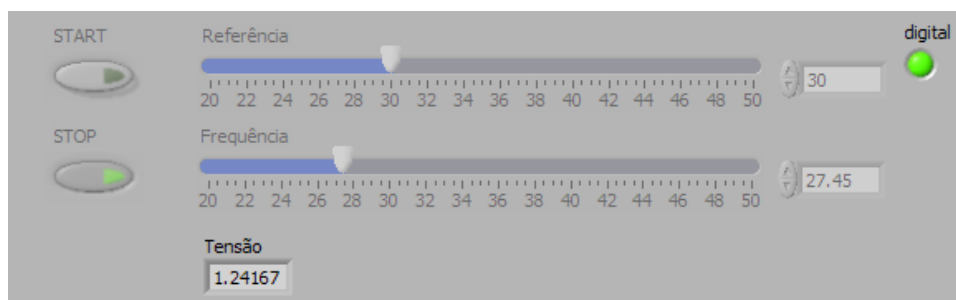


Figura 29: Paragem do modo manual de controle de pressão

- A frequência deve diminuir até aos 20 Hz, valor mínimo, e só aí o sinal digital deixa de estar ativo e a bomba desliga (Figura 30). Assim, com os procedimentos de segurança implementados, o sistema torna-se mais fiável.

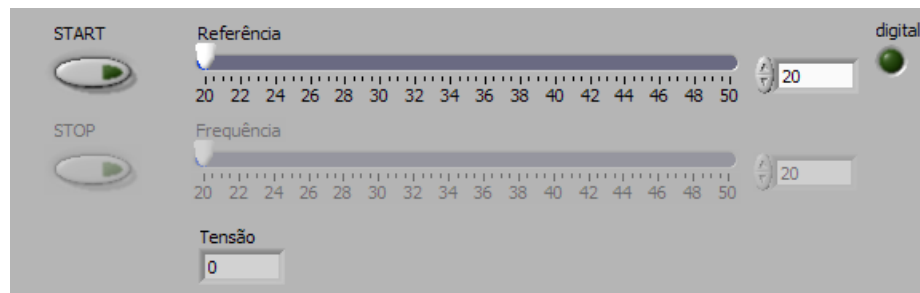


Figura 30: Fim de rotina de paragem do modo manual de controlo de pressão

No Anexo G é possível observar um excerto do diagrama de blocos onde é definida a rampa de 30 Hz/min. Como o tempo de ciclo, neste caso, é de 100 ms, a rampa é de 0,05 Hz/ciclo. Para efeitos de monitorização do valor apresentado pelo LabVIEW, é possível observar no *display* do variador as alterações na frequência.

Após terem sido observadas algumas diferenças entre o valor da frequência de controlo referência e o valor real mostrado pelo *display*, fez-se um estudo para toda a gama de frequências (20 a 50 Hz) de forma a analisar o erro e entender se este é significativo. No ANEXO H encontram-se os valores registados neste estudo. O erro absoluto médio é de 0,516 Hz, com um desvio padrão de 0,363. Em termos relativos o erro médio é de 1,3%. Contudo, a distribuição do erro não é uniforme, sendo maior para valores mais próximos do fim de escala. Na figura 31 apresenta-se o gráfico de distribuição do erro absoluto em função da referência de frequência.

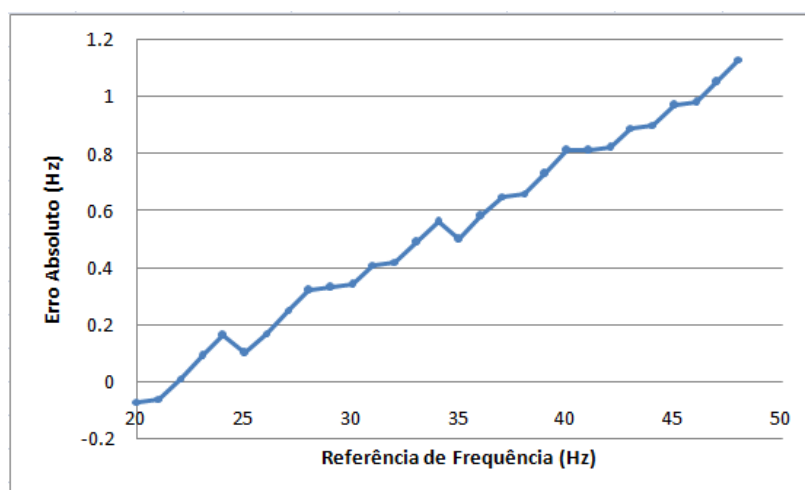


Figura 31: Erro absoluto em função da frequência de referência

De forma a compensar a diferença existente, traçou-se a curva da frequência de referência em função da frequência real (observada no *display*). Na Figura 32 é possível observar a curva obtida. A expressão retirada da aproximação linear permitiu definir a compensação do erro. Assim a nova referência de frequência (f'), obtida a partir da referência original (f) dada pelo botão deslizante “Referência”, é dada pela equação 17. A nova tensão de comando é definida pela equação 18. Estas equações foram introduzidas no diagrama de blocos do programa e o erro foi minimizado.

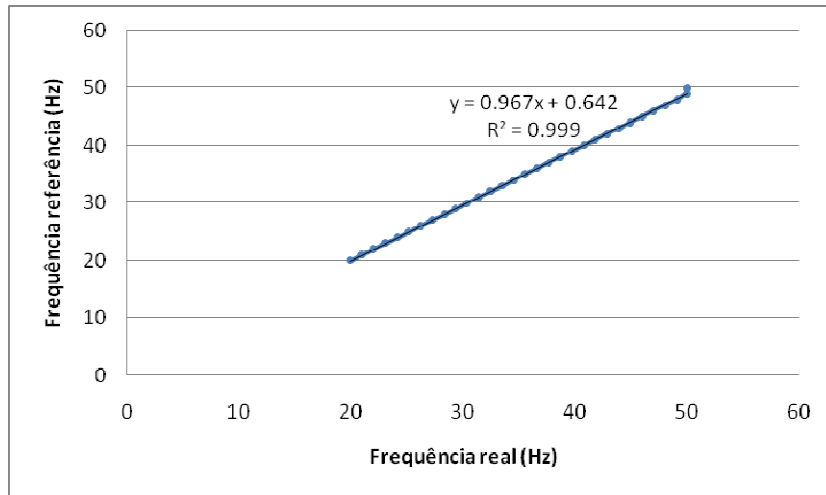


Figura 32: Frequência referência em função da frequência real

$$f' = (f + 0,664) \times 0,967 \quad (17)$$

$$V = \frac{f' - 20}{6} \quad (18)$$

5.6 Controlo automático de pressão

Após a comunicação com o variador estar testada, assim como as condições de segurança para arranque e paragem do sistema, implementou-se o programa para controlo automático de pressão.

Pensou-se inicialmente num controlador de estrutura PID. Este género de controladores atua diretamente sobre o erro, sendo a ação de controlo definida pelo somatório das ações proporcional, derivativa e integral. A equação 19 mostra a expressão que define a ação de controlo para estes controladores:

$$u(t) = K \times \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \times \int e(t) dt + T_d \times \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (19)$$

O modelo do sistema é o diagrama de blocos apresentado na Figura 22, e os parâmetros do controlador devem ser ajustados em função das várias dinâmicas internas representadas.

Numa primeira fase, pôs-se em hipótese o ajuste dos parâmetros do controlador por métodos de simulação. Para tal seria necessário ter um modelo e conhecer as dinâmicas do sistema. Contudo, algumas destas dinâmicas mostraram-se de difícil definição, nomeadamente o atraso entre a alimentação do motor e a variação da sua velocidade de rotação e o atraso entre a variação do caudal que passa na bomba e respetiva variação de pressão. Assim, conclui-se que a melhor opção para ajuste dos parâmetros do controlador seria o ajuste por métodos experimentais ou métodos heurísticos.

5.6.1 Métodos experimentais para ajuste dos parâmetros do controlador

Para a implementação de um método experimental para ajuste dos parâmetros do controlador é necessário ter um sinal de referência, sinal de *feedback* e ligação ao elemento que receberá a ação de controlo. O modelo de implementação para o sistema em questão pode ser observado na Figura 33.

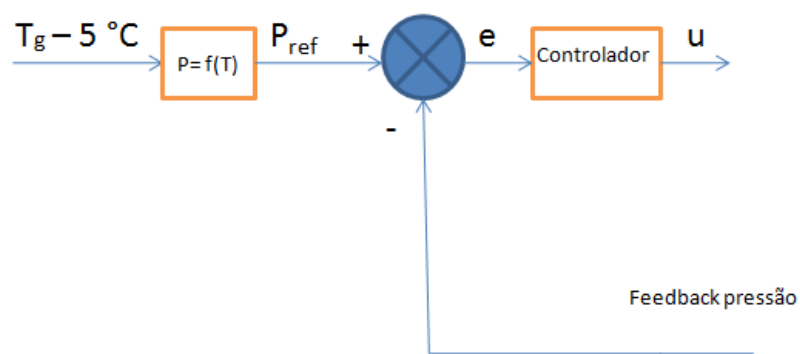


Figura 33: Modelo de implementação de um método experimental para ajuste dos parâmetros do controlador

O sensor utilizado para medição da temperatura à saída do gerador fornece a referência para o sistema de controlo, que é posteriormente transformada numa referência de pressão, após retirar-se o sobreaquecimento. O transdutor de pressão do fluxo primário

devolve o sinal de *feedback* de pressão necessário para calcular o erro. Este sinal de *feedback* já contém o efeito da ação de controle que é aplicada diretamente no variador de frequência.

5.6.1.1 Métodos existentes

Existem na literatura vários métodos experimentais para ajuste dos parâmetros de controladores PID [22]. Entre estes estudou-se o segundo método de *Ziegler-Nichols*. Neste método é estudada a resposta do sistema ao degrau. O método consiste em considerar a constante de tempo integral (T_i) com valor infinito e a constante de tempo derivativa (T_d) igual a zero. Aumenta-se progressivamente o ganho proporcional (K), de zero até um valor denominado por ganho crítico (K_{cr}), onde a resposta apresenta um comportamento no limiar da estabilidade (oscilatório de amplitude constante). Através do valor de ganho crítico (K_{cr}) e do período de cada oscilação (P_{cr}) é possível encontrar uma primeira aproximação aos ganhos ótimos do controlador [22]. Na Tabela 9 observam-se as expressões propostas no método de *Ziegler-Nichols*.

Tabela 9: Ajuste de parâmetros no segundo método de Ziegler-Nichols [22]

<i>Tipo de controlador</i>	K_p	T_i	T_d
<i>P</i>	$0,5 \times K_{cr}$	∞	0
<i>PI</i>	$0,45 \times K_{cr}$	$(1/1,2) \times K_{cr}$	0
<i>PID</i>	$0,6 \times K_{cr}$	$0,5 \times P_{cr}$	$0,125 \times P_{cr}$

Este foi o método selecionado para teste do controlador e ajuste dos parâmetros, ainda que, com algumas alterações, fruto dos requisitos funcionais do sistema como será exposto mais à frente neste relatório.

5.6.1.2 Definição da frequência de amostragem

É necessário definir a frequência de amostragem do sistema, a que equivalerá a taxa de aquisição dos sinais analógicos dos transdutores pela placa de aquisição de dados e conversão

para sinal digital. Quando a dinâmica do sistema é conhecida, é possível definir esta frequência através do teorema formulado por Nyquist, que afirma que a frequência de amostragem deve ser superior a duas vezes a maior dinâmica do sistema.

No sistema em questão, não sendo conhecidas as dinâmicas, não é possível determinar esta frequência. Assim, assume-se um valor de 10 Hz para a frequência de amostragem.

5.6.2 Referência de pressão

Para obter a referência de pressão para o controlador, a partir da temperatura lida no sensor de temperatura, aproximaram-se as tabelas termodinâmicas do Anexo C por uma regressão quadrática. A expressão resultante é retirada do gráfico presente na Figura 34 e é apresentada na equação 20.

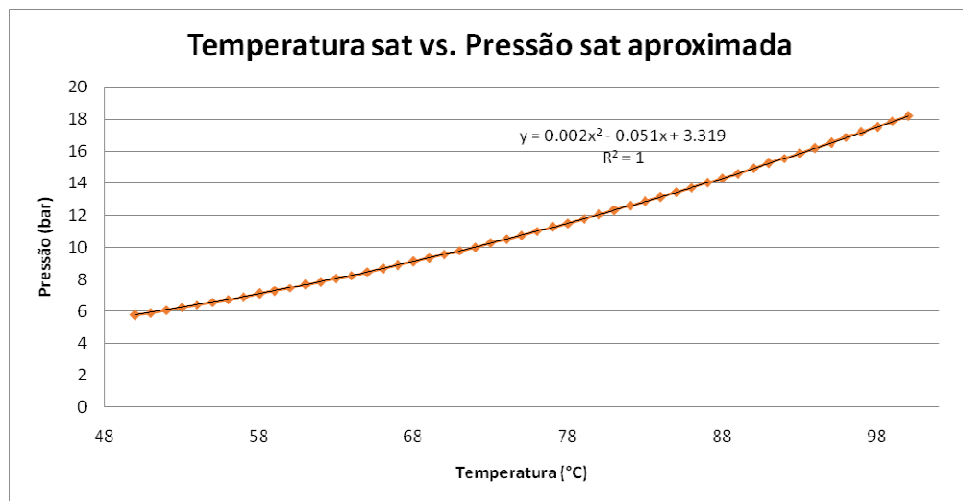


Figura 34: Regressão quadrática das tabelas termodinâmicas de saturação R600a

$$P_{sat} = P_{ref} = 0,002 \times (T_g - 5)^2 - 0,051 \times (T_g - 5) + 3,319 \quad (20)$$

Para evitar erros, foi realizado um estudo para entender se a aproximação seria suficientemente boa. Assim, introduziram-se os dados de entrada de temperatura na expressão obtida, tendo-se obtido as tabelas presentes no Anexo I. A aproximação apresenta um erro absoluto médio de 0,157 bar, com um desvio padrão de 0,071. Em termos relativos representa um erro médio de 1,33%. Assim, entende-se que a aproximação quadrática é boa.

No Anexo I observa-se também o gráfico relativo à distribuição do erro para os valores de temperatura da tabela. Observa-se um erro superior para temperaturas mais elevadas.

5.6.2.1 Aquisição do sinal de temperatura na placa NI

A aquisição do sinal do sensor de temperatura no gerador já estava a ser feita pela placa da HP (leitura direta de resistência). Como é necessário ler este sinal na placa da NI foi necessária a sua divisão. A placa da HP tem canais para leitura de tensão de 0 a 10 V e a placa da NI só lê sinais de tensão. Assim, instalou-se um transmissor de corrente, uma resistência de precisão de $498\ \Omega$, e uma fonte de alimentação de 24 V, passando a ler-se tensão nas duas placas. O transmissor utilizado é de 4 a 20 mA, logo o sinal varia entre 1,992 a 9,96 V. A resolução na medição é de 0,0024 V. A entrada analógica da placa NI para leitura deste sinal é configurada para ler um sinal de 0 a 10 V. Na Figura 35 é possível observar o esquema de montagem utilizado.

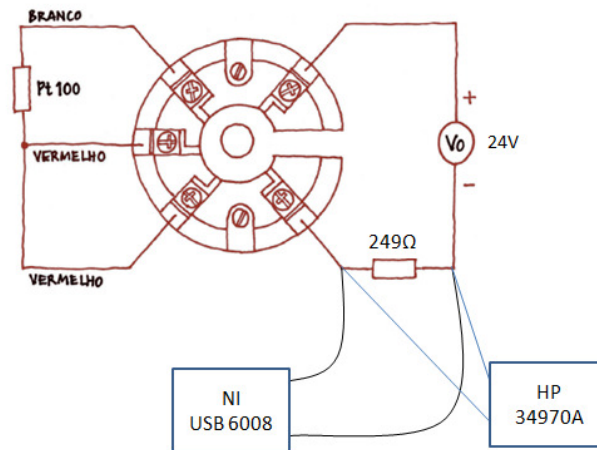


Figura 35: Divisão do sinal de tensão do RTD

5.6.3 Feedback de pressão

Para a leitura do sinal do transdutor de pressão no gerador para o sinal de *feedback* coloca-se a mesma questão de divisão de sinal. Na placa da HP este sinal está a ser lido em corrente. Colocou-se uma resistência de precisão de $249\ \Omega$ para ser possível a leitura deste sinal em tensão na placa da NI. Como a saída do transdutor é de 4 a 20 mA, o sinal de tensão será entre 0,996 e 4,98 V. Configurou-se a entrada analógica da placa da NI para ler valores de 0 a 5 V. Neste caso a resolução na medição é de 0,0012 V. A relação entre pressão e tensão é dada pela equação 21:

$$P = \frac{(V-0.996) \times 25}{4.98-0.996} \quad (21)$$

Tanto no caso do *feedback* de pressão como na referência de temperatura, seria possível ter o sinal a ser lido apenas na placa da *NI*. Contudo, os ciclos de controlo de pressão e monitorização têm tempos de ciclo diferentes (0,1 s e 10 s respetivamente) e tornava-se difícil a sincronização dos dois ciclos de forma que a cada 100 ciclos de controlo, os valores de temperatura e pressão fossem registados para efeitos de monitorização.

5.6.3.1 Análise da aquisição de sinal de pressão em corrente e tensão

Foi realizada uma análise aos sinais de pressão adquiridos pelas duas placas para compreender se a aquisição do sinal em tensão introduzia algum erro na leitura. Foi também estudada a influência da taxa de aquisição no sinal. Registaram-se os dados da pressão a uma taxa de aquisição de 0,1 Hz adquirido em corrente (placa HP) e tensão (placa *NI*). De seguida foi lido o sinal de tensão a 10 Hz. Na Figura 36 observa-se um excerto dos resultados obtidos.

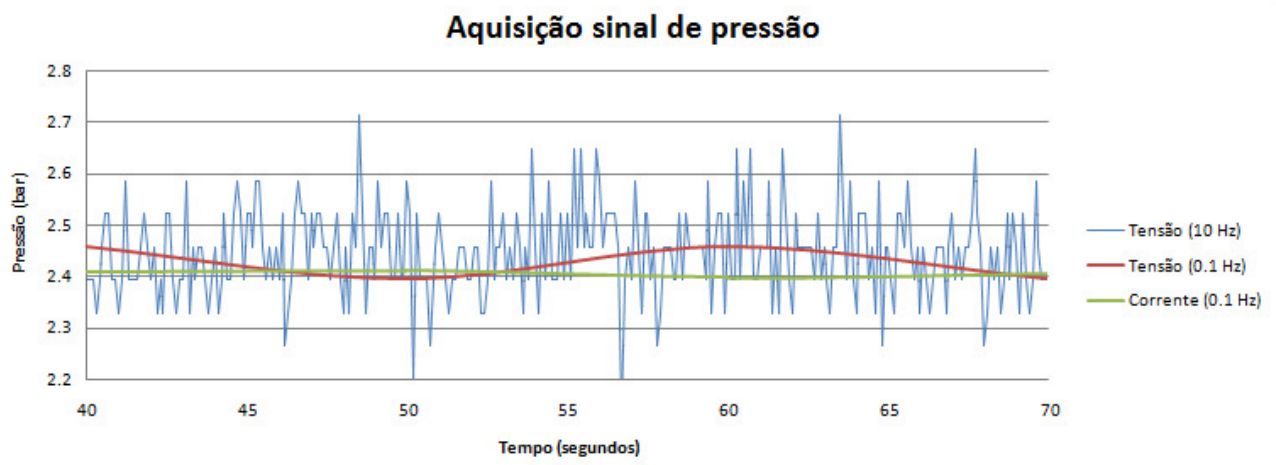


Figura 36: Aquisição de sinal de pressão em corrente e tensão a diferentes taxas de aquisição

A verde, observa-se o sinal de pressão obtido a partir da corrente adquirida a 0,1 Hz. Os valores são estáveis, apresentando uma média de 2,405 bar com um desvio em relação à média de 0,25%. O sinal vermelho mostra o sinal obtido a partir da tensão a uma taxa de 0,1 Hz. O valor médio é de 2,426 bar, sendo o desvio em relação à média de 1,52 %. Este desvio é resultado do ruído introduzido pela transmissão em sinal de tensão. Se analisarmos a curva a azul, onde se adquire um sinal de tensão a uma taxa de 10 Hz, o efeito do ruído fica ainda

mais evidente. Apesar da média apresentar valores aproximados aos das aquisições já referidas (2,447 bar), o desvio relativamente a este valor atinge os 3,51% o que pode ser significativo.

Assim, foi necessário analisar o sinal adquirido durante a realização do método experimental e compreender se o ruído introduzido pela aquisição em tensão do sinal de pressão a 10 Hz poderia influenciar os resultados.

5.6.4 Implementação em LabVIEW do método experimental

Conhecendo a forma como a ação de controlo, sinal de referência de pressão e sinal de *feedback* foram implementados, foi possível a implementação do método experimental para ajuste dos parâmetros do controlador em LabVIEW.

Tal como referido na secção 5.6.1, para implementar este método apenas é necessário numa primeira fase considerar o ganho proporcional. Para efeitos de ajuste dos parâmetros, e por uma questão de simplificação, considerou-se uma referência de pressão dada diretamente por um controlador numérico e não pela aquisição do sinal do sensor de temperatura. O controlador deve ser capaz de seguir a referência, independentemente da sua origem. Na Figura 37 é possível observar o excerto do diagrama de blocos onde é feito o cálculo do erro de pressão dado pela diferença entre a referência de pressão (controlo “Pressão sat ref”) e a pressão de *feedback* dada por uma entrada analógica na placa da NI. Observa-se também a conversão desse sinal de tensão em pressão. O bloco “Tensão-Pressão” contém a transformação já referida na secção 5.6.3.

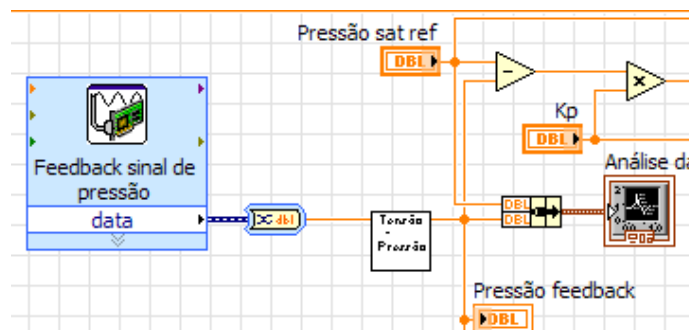


Figura 37: Implementação cálculo do erro de pressão

O erro obtido é multiplicado pelo controlo numérico “kp” que representa o ganho proporcional e vem em V/bar. A saída deste bloco de multiplicação dá a ação de controlo para

o sistema que vem em tensão. Para erros grandes, dependendo do valor do ganho, a ação de controlo pode ter um valor elevado. Se não for definida nenhuma restrição, pode ser imposta, de um ciclo para o outro, uma alteração de frequência demasiado grande, o que pode ser prejudicial para o sistema.

Na Figura 38 observa-se o mecanismo utilizado para impedir as mudanças bruscas de frequência nos casos a cima descritos. O bloco assinalado pela seta vermelha, designado por “*In range and coerce*”, impõe que, se a diferença entre a ação de controlo da iteração anterior e a ação de controlo atual estiver fora do intervalo $[-0,0083; 0,0083]$ V, então a ação de controlo será dada pelo valor da iteração anterior somado com o extremo do intervalo. Assim, cria-se uma saturação na ação de controlo, evitando alterações bruscas. O valor de 0,0083 V a cada 100 ms equivale a dizer que, por ciclo, a frequência não poderá aumentar mais de 0,05 Hz, relativamente à iteração anterior. Este valor corresponde à rampa de 30 Hz/min já descrita na secção 5.5.2.

Por fim, para garantir que o sinal analógico enviado para a placa não ultrapassa os limites da configuração, é usado novamente o bloco anterior para garantir que o sinal está entre 0 e 5 V, como indicado na seta verde. O sinal é por fim enviado para a placa de aquisição de dados, sendo a porta correspondente configurada como saída analógica (seta azul). O sinal digital é enviado continuamente (seta laranja). Registaram-se os dados em ficheiro de texto para posterior análise. Os procedimentos de arranque e paragem descritos na secção 5.5.2 também são tidos em conta nesta rotina.

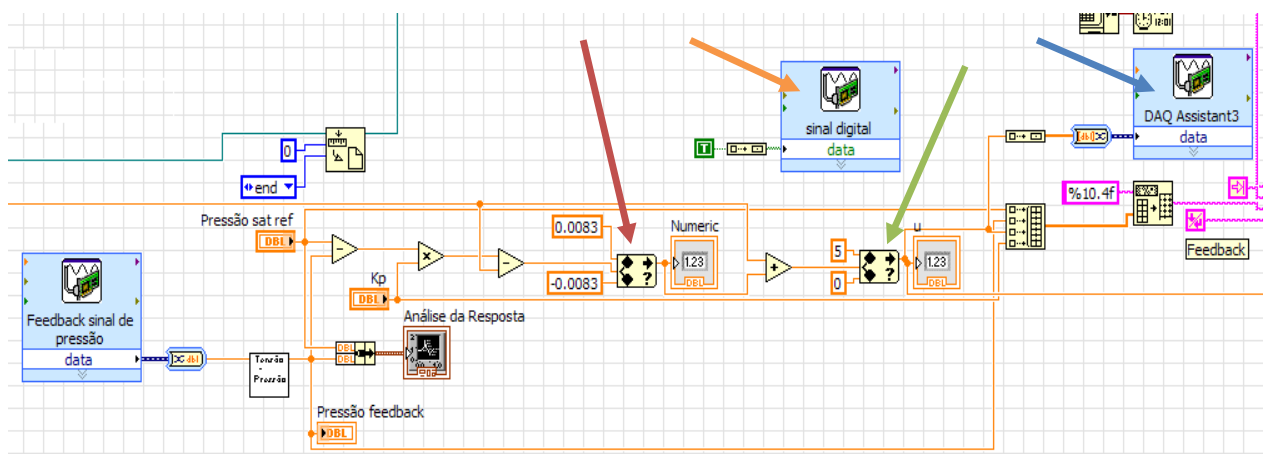


Figura 38: Diagrama de blocos do controlo proporcional de pressão

5.6.4.1 Interface gráfica

A interface gráfica contém um gráfico que mostra a evolução da pressão de *feedback* (a vermelho) em função da referência (a branco). Assim, é possível ter uma primeira aproximação sobre o comportamento do controlador. Neste painel regula-se a referência através de um controlador numérico, assim como o valor do ganho proporcional k_p . Os indicadores numéricos mostram a pressão de *feedback*, temperatura do R600a no gerador e o valor de tensão de comando (u). Na Figura 39 observa-se a interface.

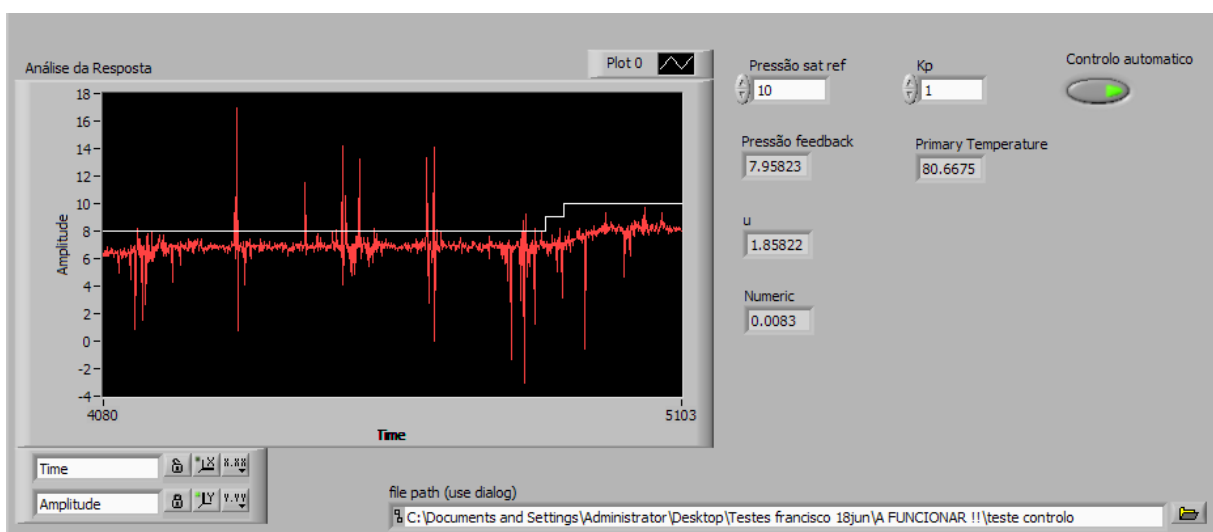


Figura 39: Interface gráfico do controlo de pressão proporcional

5.6.5 Experiência para ajuste de controlo proporcional

Foram estabelecidas as condições para as experiências a realizar, segundo o método de *Ziegler-Nichols*. Assim, fixaram-se as seguintes variáveis:

- Pressão de referência deverá ser de 10 bar (valor referência) podendo posteriormente ser estudado o comportamento do sistema face a uma referência variável (em rampa);
- Posição do *spindle* deverá ser intermédia (a 5 mm) e *NXP* deverá estar totalmente fechado para fechar circuito secundário;
- Frequência de amostragem fixa em 10 Hz;

- Temperatura da água de circulação do *Chiller* é fixada a 15 °C para manter pressão no condensador constante e não influenciar a pressão de entrada na bomba (pressão a 2 bar aproximadamente);
- Válvula de expansão fechada para garantir que não há caudal a circular no circuito secundário. Evaporador com temperatura elevada (banho térmico ajustado para 30 °C) para garantir que existe gás no lado do evaporador e aumentar a disponibilidade de líquido no lado do condensador;

Por questões de segurança, tal como referido na secção 5.6.4, uma saturação é imposta ao sistema. Este facto limita a análise da resposta ao degrau no método de *Ziegler-Nichols* já que, face a um degrau de referência, o sistema apresentará, no início da trajetória, um comportamento ditado pela saturação. Na Figura 40 é possível observar este facto. Assim, para efeitos da análise de resultados, serão considerados apenas os valores de resposta após a rampa inicial de resposta ao degrau.

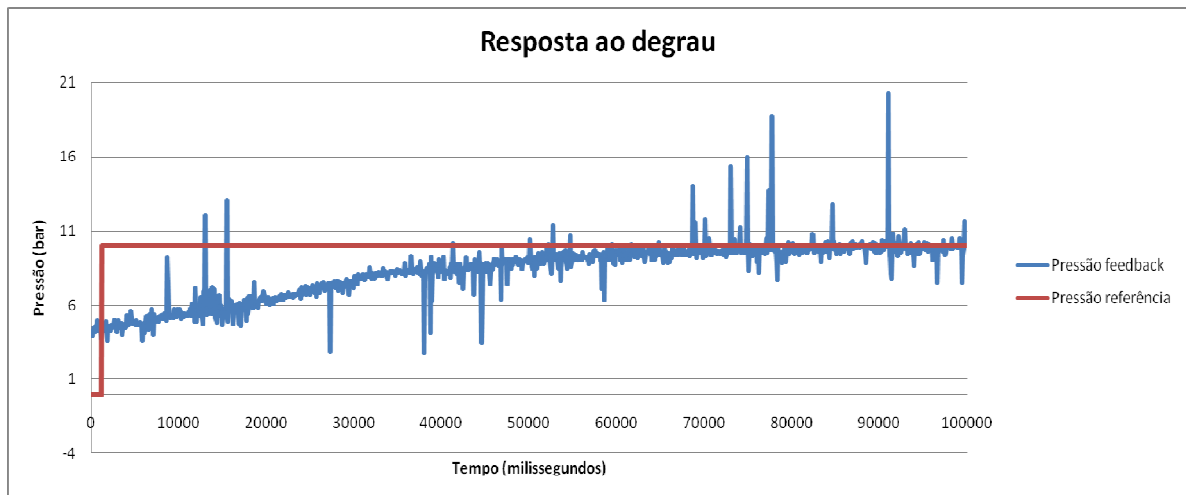


Figura 40: Efeito da saturação na resposta ao degrau

Após o aquecimento do sistema e o R600a no gerador atingir a temperatura de 80 °C, ligou-se o variador na frequência mínima. A partir deste momento manteve-se a referência a 10 bar e estudou-se o comportamento para diferentes valores de k_p .

Para valores baixos de k_p , o sistema apresenta uma resposta que fica abaixo da referência. Não se verifica um comportamento oscilatório. Na Figura 41 observa-se o gráfico

retirado das experiências realizadas para um ganho de 10 V/bar onde se pode observar o comportamento descrito anteriormente, para uma taxa de aquisição de 10 Hz.

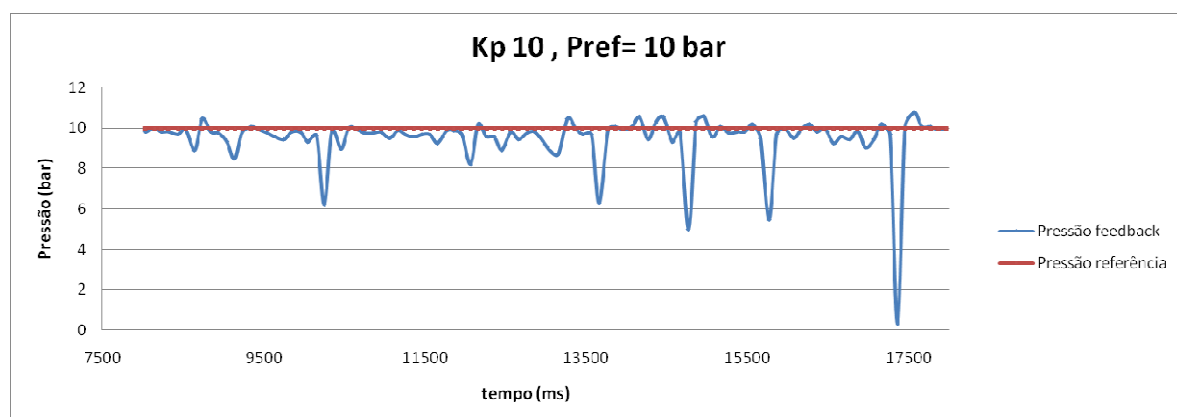


Figura 41: Controlo de pressão para $k_p=10$ V/bar e $P_{ref}= 10$ bar

Observam-se picos de pressão que são causados não pelo controlador, mas pelo ruído devido à aquisição de sinal em tensão como já foi referido na secção 5.6.3.1. Apesar disto, em termos práticos, o bloco de saturação (ver secção 5.6.4) impede que o ruído tenha um efeito real no comportamento do sistema e, por isso, não é necessária a implementação de um filtro.

Para uma amostra de 400 pontos, sem filtragem do ruído do sinal, obteve-se um valor médio de *feedback* de pressão de 9,688 bar com um desvio padrão de 0,8857. O efeito do ruído reflete-se no valor obtido de desvio padrão que é bastante elevado. Para análise qualitativa da resposta não faz sentido estudar os dados a esta taxa de aquisição já que terão sempre os desvios devido ao ruído. A filtragem dos dados poderia atenuar os picos de pressão, mas perdia-se significado nos dados da amostra, o que não se pretende. Assim, para o estudo da resposta do sistema fez-se uma análise qualitativa dos dados para a taxa de aquisição de 0,1 Hz em corrente da placa da HP.

À medida que o valor de ganho foi aumentado, a resposta começou a oscilar em torno da referência. Na Figura 42 observa-se o gráfico do comportamento obtido para valores de ganho proporcional de 90 V/bar, a uma taxa de aquisição de 0,1 Hz. De igual modo, não se observou uma oscilação sustentada em torno da referência.

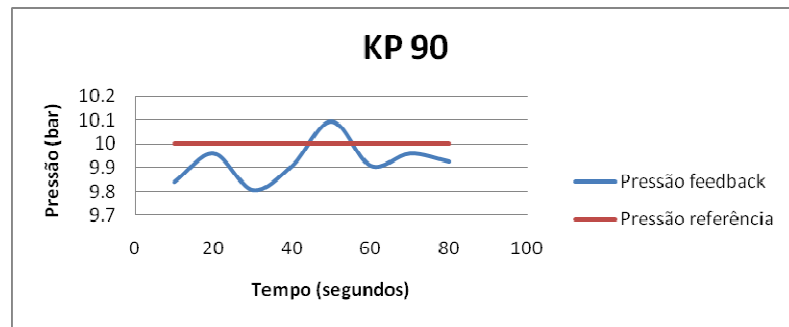


Figura 42: Resposta do sistema a um degrau de 10 bar para $K_p = 90$ V/bar

A média da resposta é de 9,973 bar, com um desvio padrão de 0,084 bar. Elimina-se com esta análise o efeito do ruído. Para este valor de ganho o erro absoluto médio é de 0,027 bar, valor abaixo do erro do transdutor. Os valores de ganho foram aumentados progressivamente até ao valor de 1000 V/bar. A análise dos dados permitiu concluir que para ganhos superiores a 30 V/bar, o comportamento do sistema é bastante satisfatório e não apresenta grandes alterações. A Tabela 10 resume os dados obtidos para os diferentes valores de ganho. Os valores foram calculados para amostras de igual dimensão (80 segundos).

Tabela 10: Análise valores de resposta de pressão para diferentes ganhos

KP	MÉDIA FEEDBACK (bar)	DESV.PAD. FEEDBACK (bar)	DESVIO MÉDIA %	DESVIO REF %	ERRO ABSOLUTO MÉDIO (bar)
1	7.929	0.110	1.387	1.100	2.096
10	9.752	0.021	0.214	0.209	0.248
20	9.846	0.094	0.955	0.941	0.154
30	9.922	0.037	0.376	0.373	0.079
40	9.955	0.069	0.695	0.692	0.045
50	9.938	0.113	1.136	1.129	0.062
60	9.951	0.104	1.041	1.036	0.049
70	9.909	0.105	1.059	1.049	0.091
80	9.968	0.057	0.576	0.575	0.032
90	9.973	0.084	0.846	0.843	0.027
100	9.981	0.092	0.922	0.920	0.019
200	9.918	0.090	0.908	0.901	0.082
300	9.900	0.040	0.406	0.402	0.100
400	9.926	0.079	0.791	0.785	0.074
500	9.934	0.098	0.990	0.984	0.066
600	9.960	0.168	1.685	1.679	0.040
700	10.015	0.054	0.541	0.542	-0.015
800	10.023	0.093	0.927	0.930	-0.023
900	9.943	0.160	1.604	1.595	0.057
1000	9.980	0.095	0.953	0.951	0.020

A partir da tabela e dos respectivos gráficos presentes no Anexo J, conclui-se que a resposta do sistema é muito satisfatória, não sendo claro qual o ganho ótimo. Entende-se que o valor de ganho de 30 V/bar é o que apresenta o melhor compromisso entre desvio em relação à referência e valor médio, sendo o valor adotado.

5.6.6 Análise global dos resultados experimentais

Não foi possível durante as experiências observar o comportamento oscilatório de amplitude constante que define o limiar da estabilidade, tal como sugere *Ziegler-Nichols*. A razão para tal poderá estar relacionada com a imposição da saturação para evitar mudanças bruscas de velocidade o que influencia a resposta natural que o sistema deveria ter. Contudo, estando a testar uma instalação real, não é possível ignorar as questões de segurança envolvidas, pelo que o método teve de sofrer a alteração referida.

Ainda assim, conclui-se que não há necessidade de implementação de um controlador com ação derivativa e integral, já que o efeito da ação proporcional, combinado com a saturação, é suficiente para ajustar a pressão a uma dada referência. Os valores registados para os desvios em regime permanente são insignificantes, havendo ainda a segurança acrescida dos 5°C de sobreaquecimento para os quais o controlador foi projetado. O tempo que o sistema demora a atingir a referência é limitado pela saturação.

5.6.7 Seguimento de uma referência variável em rampa

As variações de temperatura no gerador, que servem de base para a referência de pressão do sistema, nunca serão muito significativas num caso real. A existência de um reservatório para aquecimento auxiliar, em caso de haver pouca radiação solar, evita que estas variações sejam elevadas e em caso de falha fornece energia suficiente para a manutenção da temperatura da água durante aproximadamente uma hora. Assim, mais interessante do que estudar a resposta do sistema ao degrau, é estudar a resposta a uma rampa. Foi realizada uma experiência para comprovar a capacidade do controlador proporcional seguir uma referência variável no tempo em rampa.

5.6.7.1 Implementação do diagrama de blocos

Na Figura 43 observa-se o excerto do diagrama de blocos implementado para introdução de uma referência de pressão variável.

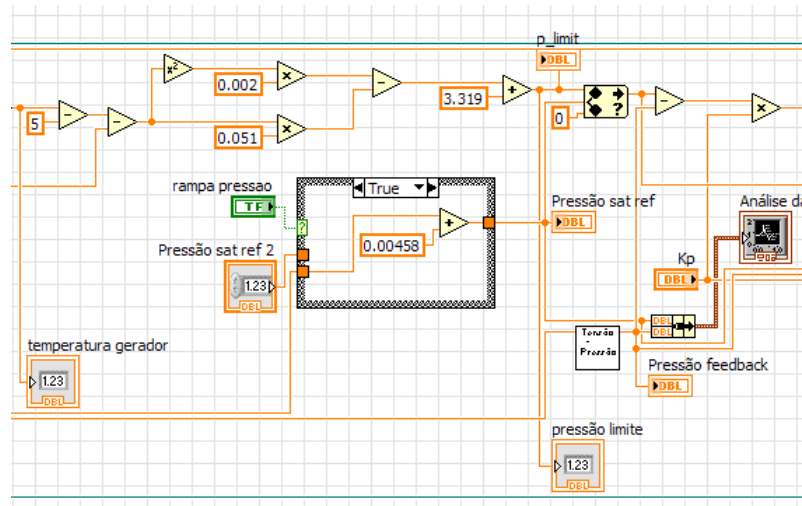


Figura 43: Referência de pressão em rampa

Acrescentou-se um botão “*rampa pressão*” que cria uma rampa de referência de pressão. Se o botão não tiver premido a referência será a dada pelo controlo numérico “*Pressão sat ref 2*”. Caso a opção de rampa seja ativada, é somado em cada iteração 0,00458 bar (neste caso) relativamente à última referência de pressão registada. O valor resultante é comparado com a pressão de saturação para a temperatura do gerador menos o sobreaquecimento, “*p_limit*”, de forma a manter a referência sempre na zona de vapor sobreaquecido, para a temperatura registada à saída do gerador. Caso a rampa ultrapasse este valor, a referência será o valor saturado definido por “*p_limit*”. Foi necessária a implementação da leitura de temperatura no gerador para esta rotina.

Considerando um Δp na bomba de 2,5 bar, para 20 Hz, e de 8 bar, para 50 Hz, e assumindo uma relação linear entre a variação de pressão e variação de frequência, então tem-se que:

$$\Delta p = \frac{5,5}{30} \times \Delta f \quad (22)$$

Assim, para uma rampa de frequência de 0,05 Hz/100 ms corresponderá uma rampa de 0,00917 bar/100 ms.

5.6.7.2 Comportamento do sistema para uma referência em rampa

Foi estudada a resposta do sistema para referências em rampa de pressão correspondentes a valores de 50, 100 e 200% da rampa de frequência já estudada (30 Hz/min). O ganho utilizado foi valor de 30 V/bar.

Para uma rampa de 0,00458 bar/ciclo (50%), mais lenta que o valor de saturação da frequência, o sistema não tem problemas em acompanhar a referência. O valor médio do erro absoluto registrado é de -0,009 bar. Na Figura 44 observa-se a resposta do sistema.

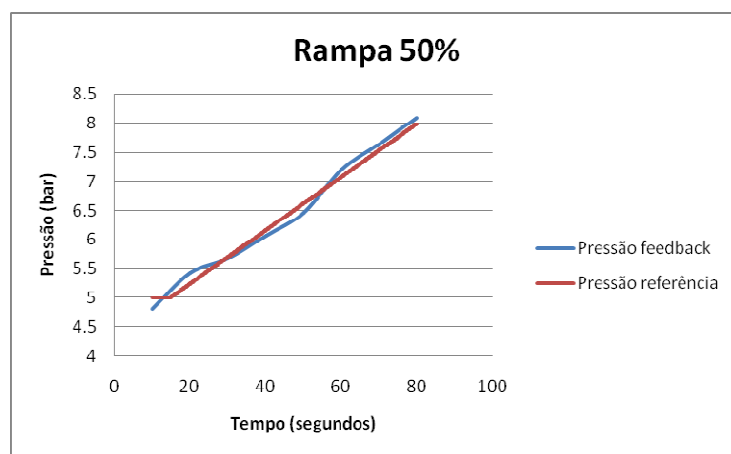


Figura 44: Resposta do sistema a referência em rampa de 0.00458 bar/ciclo

Para uma rampa de 0,00917 bar/ciclo o sistema já denota algum atraso. No entanto, o erro absoluto médio mantém-se relativamente baixo, na ordem dos 0,43 bar. Considera-se que o comportamento do sistema é aceitável. Na Figura 45 é possível observar a resposta do sistema graficamente.

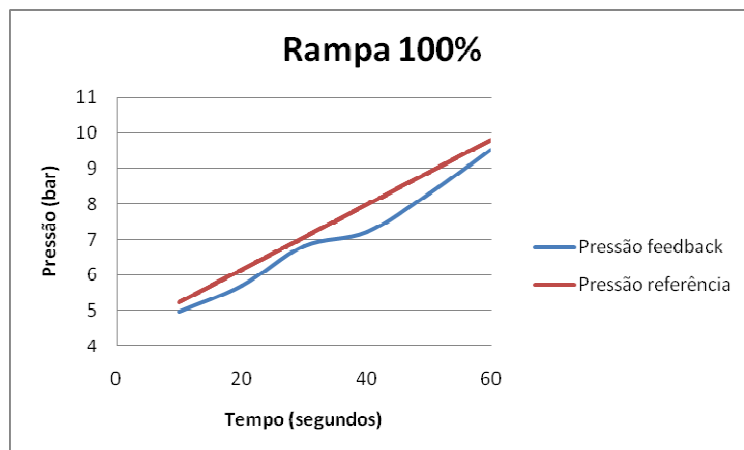


Figura 45: Resposta do sistema a referência em rampa de 0.00917 bar/ciclo

Com uma rampa de 0,01834 bar/ciclo (200 %) o sistema apresenta um atraso notório na resposta como seria de esperar, já que a saturação, de menor declive, limita o aumento da frequência. O erro absoluto médio é de 0,61 bar, havendo momentos em que o erro atinge os 1,49 bar. Contudo, já que a pressão é sempre inferior à referência, há garantias que se está em vapor sobreaquecido. O gráfico da Figura 46 permite observar o atraso na resposta do sistema. A partir dos 40 segundos, é possível observar o efeito da pressão limite (“ p_{limit} ”), que impede que a referência de pressão suba acima da pressão de saturação correspondente à temperatura registada no gerador menos o sobreaquecimento, garantindo que o fluido refrigerante se mantém no estado de vapor sobreaquecido, tal como referido na secção 5.6.7.1. A oscilação da referência, deve-se, possivelmente, ao ruído associado à aquisição do sinal de tensão da temperatura. Como se pode observar, este ruído não afecta a resposta, devido ao efeito da saturação.

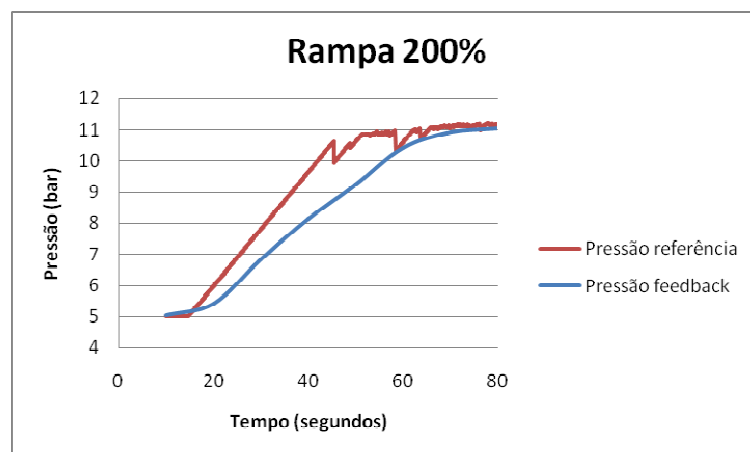


Figura 46: Resposta do sistema a referência em rampa de 0.01834 bar/ciclo

5.6.8 Condições de arranque do sistema

Para terminar a implementação do controlo automático de pressão, foi necessário definir as condições de arranque para o sistema. A primeira diz respeito à temperatura mínima no circuito da água do gerador. Se a temperatura da água à entrada do gerador for inferior a 70 °C, significa que, à partida, a temperatura do R600a à saída do gerador será menor, e o ejetor não terá potência suficiente para entrar em funcionamento. Assim, o sistema não deverá

arrancar se esta condição não for cumprida. Se durante o funcionamento a condição não se verificar, o sistema deve desligar com os procedimentos de segurança já descritos.

A segunda condição diz que o sistema só arranca à frequência mínima de 20 Hz, caso a pressão de saturação para a temperatura do gerador menos o sobreaquecimento seja superior à pressão no gerador no arranque (correspondente à pressão do condensador mais o Δp imposto pela bomba à frequência de 20 Hz). Assume-se que este valor é de 2,5 bar, independentemente da pressão no condensador, dentro da gama de funcionamento do sistema. Esta condição garante que, quando se arranca à frequência mínima, se estará na zona de vapor sobreaquecido. Na Figura 47 observa-se um excerto do diagrama de blocos onde se implementam as condições de arranque.

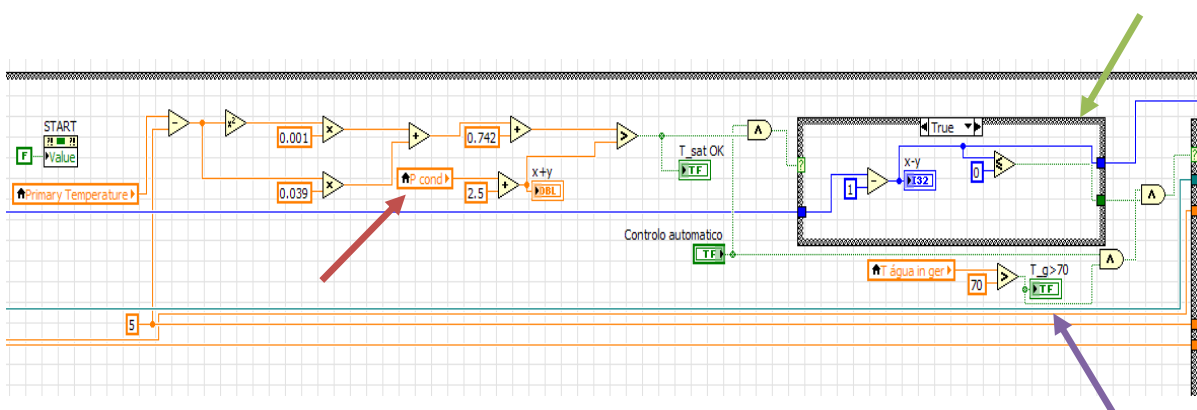


Figura 47: Condições de arranque na rotina de controlo automático de pressão

A seta a roxo mostra os blocos para a primeira condição. A seta vermelha indica os blocos da segunda condição. Devido a oscilações naturais da temperatura e do ruído da aquisição do sinal de tensão da temperatura, o sistema pode entrar em histerese e, durante um certo período de tempo, ligar e desligar rapidamente até que a temperatura do R600a, à saída do gerador, suba. Para evitar este comportamento, o controlo automático de pressão só arranca (o sistema só arranca) se a segunda condição se verificar durante três ciclos de aquisição de temperatura à taxa de monitorização, o que corresponde a 30 segundos. Implementou-se um bloco condicional (indicado pela seta verde) onde em cada iteração é subtraída uma unidade a uma variável numérica com valor inicial de 300. O tempo de ciclo está definido para 100 ms. Assim, se a condição for verdadeira durante 300 ciclos (30 segundos), o valor de saída da subtração será zero e o valor 1 da condição de arranque passa. Caso contrário, o sistema não arranca.

6 Controlo dos graus de liberdade do ejedor

Como já foi abordado nesta dissertação (secção 2.6.1), os parâmetros geométricos do ejedor influenciam a eficiência do ciclo. Estes parâmetros podem ser alterados na instalação experimental através da movimentação dos dois graus de liberdade (posição do *spindle* e *NXP*) do ejedor, aos quais estão associados dois motores passo-a-passo.

Pretende-se implementar um algoritmo de controlo que atualize a posição destes graus de liberdade em função das condições operacionais (temperatura no gerador, evaporador e condensador) de modo a obter a eficiência máxima em cada instante. O controlador deve ser baseado numa Rede Neuronal Artificial (*RNA*).

Para esta dissertação foi apenas implementado o controlo do motor para movimentação do *spindle*, já que relativamente ao *NXP*, não se finalizou totalmente o mapeamento experimental da sua influência no desempenho do ciclo e, consequentemente, não se desenvolveu uma rede neuronal neste sentido. Ainda assim, os comandos desenvolvidos para comunicação com o motor do *spindle* servem de igual modo para comunicar com o motor associado ao *NXP*. A *RNA* implementada neste trabalho foi previamente desenvolvida no âmbito de um trabalho de dissertação integrado neste projeto [23].

Neste capítulo descreve-se todo o trabalho realizado para implementação e teste de um controlador para comando do motor do *spindle*, assim como a pesquisa bibliográfica relacionada com redes neurais artificiais.

6.1 Situação inicial

Inicialmente era utilizado um *software* específico do fabricante para comunicação e movimentação dos motores associados aos graus de liberdade do ejedor. Este *software* não é

mais que uma interface gráfica onde é possível enviar e receber vários comandos através da *drive* do motor. Para que a comunicação seja possível é necessário ligar o cabo *USB* de cada motor ao computador e ligar a fonte de alimentação que deve estar regulada para os 12 V. Na Figura 48 observa-se o menu principal desta interface. Inicialmente é possível definir a escala numérica em que se pretende trabalhar, estando predefinido o sistema de polegadas (*inches*). Pode-se também utilizar o sistema métrico (em mm) e o sistema de passos (*step*). Quando se utiliza o sistema métrico (em mm) existem alguns erros de conversão. No menu “*Part Number*” insere-se a referência correspondente ao motor que se pretende movimentar. No caso do *spindle* a referência é a 57MG3-3.25-001. Para o *NXP* a referência é E57MG3-3.25-002.

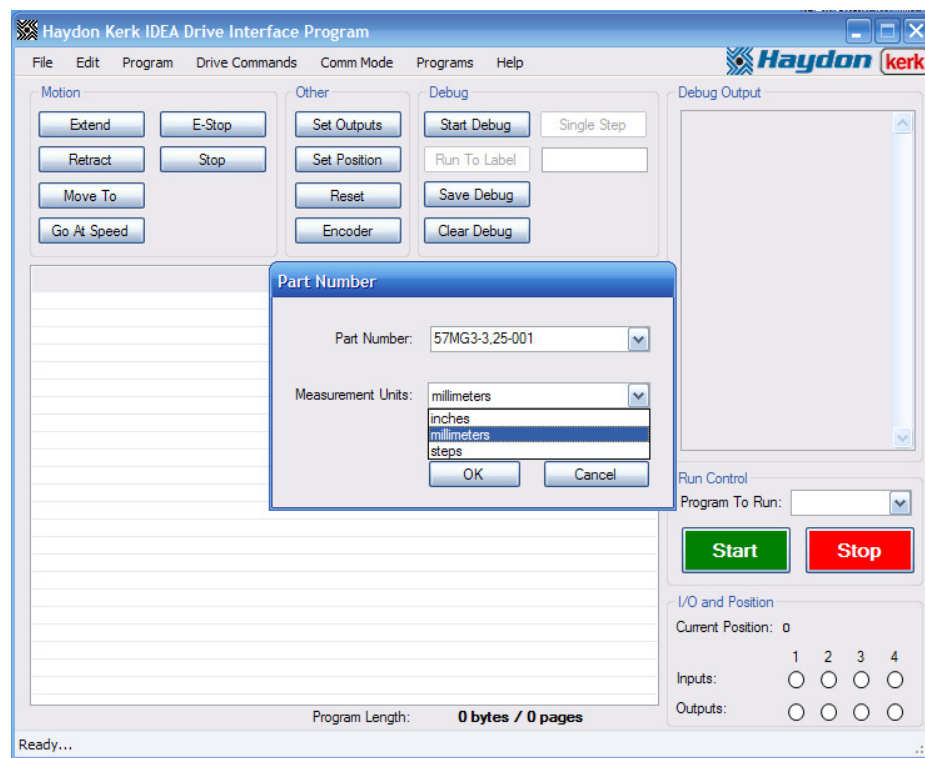


Figura 48: Menu principal do software IDEA Drive Interface Program para movimentação dos motores com as três opções de escaladas numéricas (*inches*, mm e *steps*)

Existem várias hipóteses para movimentar e comunicar com os motores (lado esquerdo da Figura 48). Entre elas destacam-se o comando “*Extend*” que corresponde ao movimento de fecho (da posição 10 para a posição 0 mm) e o comando “*Retract*” para a abertura (da posição 0 para a posição 10 mm). O comando “*Encoder*” permite conhecer a posição relativa do eixo do motor. Como não existe nenhum encoder absoluto instalado, de cada vez que se liga o sistema, a posição registada será de 0 mm, ainda que em termos absolutos o *spindle* possa estar em qualquer uma das posições entre 0 e 10 mm. Perde-se

assim a última posição conhecida quando o sistema é desligado. No indicador “*Current Position*” é possível observar a posição relativa em cada movimento.

Antes de iniciar qualquer movimento é necessário definir uma série de parâmetros. Na Figura 49 observam-se estes parâmetros associados ao comando “*Extend*”

Parameter	Value	Unit
Distance	1	mm
Speed	1	mm/sec
Run Current	1	Ams
Hold Current	0.831	Ams
Delay Time	0.05	sec
Step Mode	1	
Total Time	1	sec
Accel Rate	0	mm/sec/sec
Decel Rate	0	mm/sec/sec
Start Speed	0	mm/sec
End Speed	0	mm/sec
Accel Boost	No	
Decel Boost	No	
Average Speed	1	mm/sec

Figura 49: Definição de parâmetros de movimento para comando "Extend"

Neste menu define-se a distância que se quer percorrer (*distance*), velocidade (*speed*), valor de corrente durante o movimento (*run current*), taxas de aceleração (*accel rate*) e desaceleração (*decel rate*), entre outros. A corrente máxima que o *drive* recebe é de 3,232 A. Por questões de segurança, neste modo de funcionamento, o valor de corrente utilizado nas experiências, para qualquer movimento, é de 1 A. Também para o valor de velocidade, assume-se um valor típico de 1 mm/s.

O método de posicionamento inicial do motor é um processo iterativo, devido à ausência de um transdutor de posição absoluto. O *spindle* é fechado em passos de 1 mm, a uma velocidade de 1 mm/s. Durante o movimento normal, o som é característico. A partir do momento em que se atinge a posição 0, o *spindle* encosta ao bocal primário e nota-se uma alteração substancial do som emitido pelo motor. Nesta fase o utilizador sabe que atingiu a posição 0. A partir deste momento pode ser efetuado o zero e abrir-se o *spindle* para a posição pretendida.

O comportamento do sistema foi testado para diversas posições utilizando o *software* do fabricante. Pretende-se que a alteração da posição seja automática em função das condições operacionais para que a eficiência seja a melhor em cada momento.

Adicionalmente pretende-se centralizar o comando do motor no programa principal que contém a monitorização e controlo de pressão.

6.2 Solução proposta: rede neuronal artificial

A solução proposta passa pela integração de um sistema de controlo para a posição do grau de liberdade do ejeter (*spindle*) baseado numa rede neuronal artificial (*RNA*). Este tipo de controlo é um sistema de mapeamento não linear. Baseia-se no princípio de funcionamento de um neurónio humano, já que, em função de um determinado conjunto de dados de entrada, é capaz de combinar esta informação, processá-la e, após uma operação não linear, gera um *output* [23]. Na configuração implementada, as redes têm a capacidade de adquirir conhecimento a partir de um determinado número de dados de treino e generalizar para diferentes situações. Na Figura 50 observa-se a estrutura base de uma *RNA*. A rede é constituída por vários elementos processadores ligados entre si.

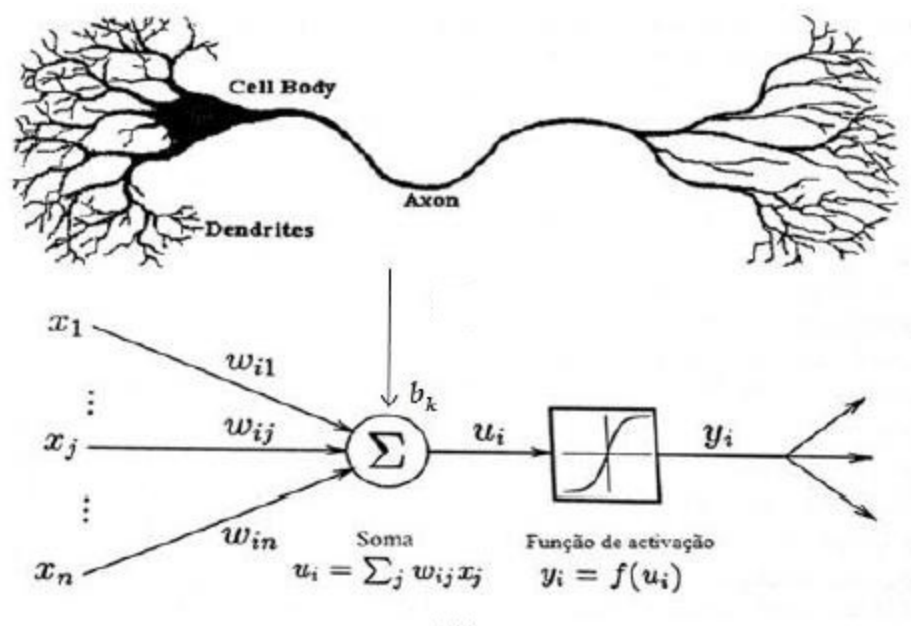


Figura 50: Neurónio artificial e paralelismo com neurónio humano

Cada entrada da rede (x_i) é multiplicada por um peso específico (w_{ij}), e somam-se todas as componentes para formar um sinal de comando (u_i) que é afetado de um factor de correção designado por *bias* (b_k). Este valor u_i é a entrada para uma função de ativação, da

qual resulta o valor da saída (y) do neurónio i . Matematicamente as operações descritas podem ser expressas da seguinte forma:

$$y = f(\sum_k w_k x_k + b_k) \quad (23)$$

A função de ativação é normalmente uma função limitada não-decrescente. Para o caso em estudo utiliza-se a função sigmóide:

$$y(\mu) = \frac{2}{1 + e^{-2\alpha\mu}} - 1 \quad (24)$$

Na equação 24, α é o fator de forma da sigmóide, que normalmente é 1, e μ é a entrada da função. A capacidade de processamento de cada neurónio artificial é limitada. A potencialidade do método surge quando se constrói uma rede de unidades como indicado na Figura 51.

No caso do sistema em estudo, a rede terá como entrada três condições operacionais do ciclo, em particular as temperaturas no gerador, condensador e evaporador. Como são utilizados cinco nós intermédios, será necessário multiplicar as cinco saídas da função de ativação por novos pesos e ao somatório desta operação, somar um novo *bias*. Só então se obtém a saída da rede que será a posição ideal do *spindle* que garante a máxima eficiência para a combinação de dados na entrada. Tal como referido no início deste capítulo, a rede implementada foi desenvolvida no âmbito de uma dissertação de mestrado inserida neste projeto [23].

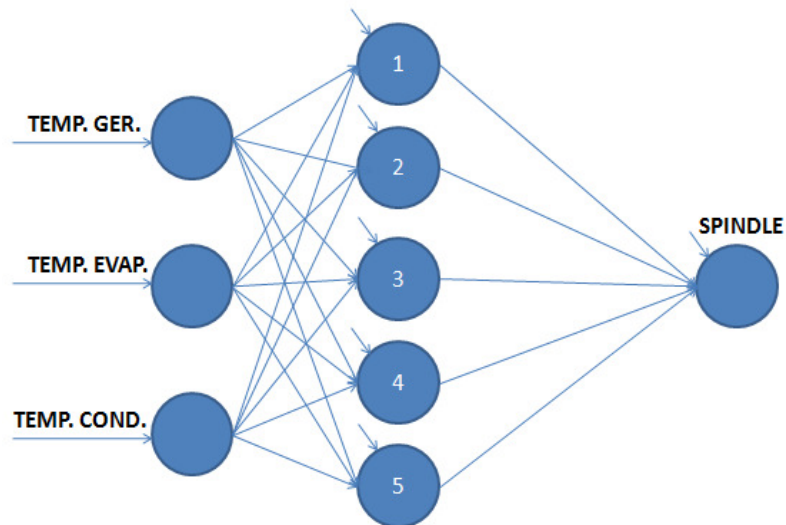


Figura 51: Rede neuronal implementada

Para implementar este tipo de controlo foi necessário numa primeira fase testar a comunicação entre o LabVIEW e o motor como se descreve na secção seguinte.

6.3 Comunicação com o motor

O LabVIEW não possui *drivers* específicos para comunicação com os motores do fabricante em questão. Assim, a comunicação e controlo deste equipamento exigiu mais estudo e programação do que as placas de aquisição de dados. Utilizaram-se os comandos do LabVIEW “VISA”. Estes comandos são independentes do tipo de comunicação, podendo ser utilizados para comunicação série, *GPIB* ou *VXI*. No caso específico em estudo, a comunicação é série (*USB*). A construção do programa através dos comandos VISA deve seguir uma ordem bem definida.

6.3.1 Verificação da ligação

Inicialmente verificou-se a ligação do motor à porta série através do comando “VISA Find Resource”, que identifica os instrumentos que estão ligados ao computador. É enviada uma *string* para perguntar se existem instrumentos ligados (?*INSTR), e o comando devolve o endereço da porta ocupada. Na Figura 52 observa-se o diagrama de blocos implementado.

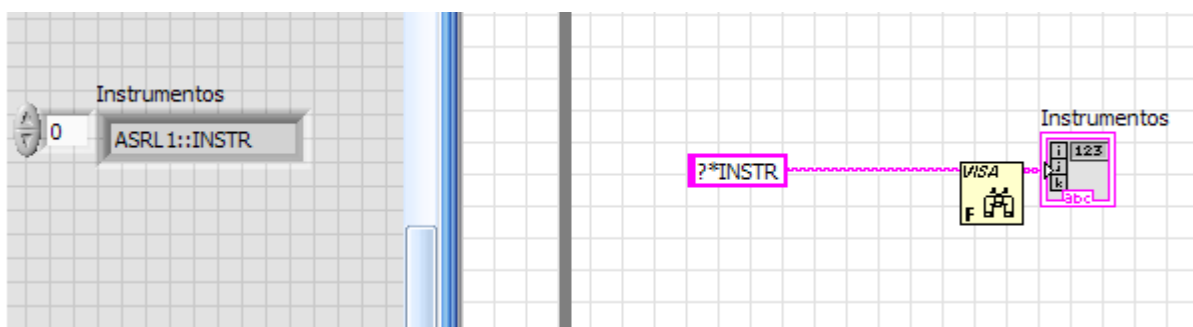


Figura 52: Comando “VISA Find Resource” para identificação de instrumentos ligados ao computador

Neste caso foi identificada a ligação do motor à porta série ASRL 1. De seguida foi possível, através do *software* MAX, configurar esta porta com os dados indicados pelo fabricante para comunicação com o motor, nomeadamente, a taxa de transferência de dados

(*baud rate*), *bits* de paragem, paridade e *bits* de dados. Estes valores estão definidos no Anexo K.

6.3.2 Envío de comandos para o motor

Posteriormente foi testado o envio de comandos para o motor. No Anexo K encontra-se o diagrama de blocos implementado para leitura do encoder. Começa-se por identificar a porta série utilizada. De seguida abre-se a comunicação com a porta através do comando “*VISA Open*”. Os comandos “*VISA Write*” e “*VISA Read*” permitem escrever *strings* de comando para o motor e ler a informação do motor. Estas *strings* são definidas pelo fabricante e seguem uma sintaxe específica. Por fim é necessário terminar a comunicação através do comando “*VISA Close*”. Para leitura do encoder o fabricante refere que a *string* é “I” seguida do carácter de controlo “\r” (*carriage return*) para identificar o fim do comando. Todos os comandos devem conter este carácter no final. No Anexo K observa-se igualmente a interface gráfica com a resposta dada pelo motor que segue a sintaxe indicada. Validou-se assim a comunicação com o motor.

6.4 Movimentação do motor

Para movimentar o motor utilizou-se a *string* de comando “I” definida pelo fabricante. No Anexo L observa-se a sintaxe deste comando, e os parâmetros que são necessários definir. Estes são o deslocamento que se pretende, a velocidade, a velocidade inicial e final, a taxa de aceleração e desaceleração, os valores de corrente para iniciar o movimento, durante o movimento e para aceleração e desaceleração, o tempo de atraso entre o comando e o movimento e o *step mode*, que define o número de passos por volta. Numa primeira fase pretendeu-se movimentar o motor com incrementos de 1 mm.

6.4.1 Definição da distância de movimentação

O fabricante indica que a distância vem definida numa escala correspondente a 1/64 vezes o valor do passo do motor. Na Figura 53 observa-se a tabela do fabricante que indica o valor do passo. Para o motor, a referência “*Order Code ID*” é o número 3. Assim, para um incremento de 1mm, tem-se que:

Linear Travel / Step .375" (9.53mm)		Order Code I.D.
inches	mm	
.0005	.0127	3
.001	.0254	1
.002	.0508	2
.0025	.0635	Y
.005	.127	Z

Figura 53: Valor do passo do motor

$$1 \text{ mm} = y \times \frac{1}{64} \times 0.0127 \equiv y = \frac{1}{\frac{1}{64} \times 0.0127} \cong 5039 \quad (25)$$

O sinal positivo está associado ao fecho do *spindle*, enquanto que o sinal negativo está associado à abertura.

6.4.2 Definição dos outros parâmetros para movimentação

Os valores de velocidade e corrente durante o movimento definidos são iguais aos que se utilizam para movimentação do motor através do *software* do fabricante (1 mm/s e 1 A). No caso da velocidade é necessária a conversão para a escala de mm/s tal como na distância. O *step mode* é definido para 1/64 vezes o passo por volta. Para os outros valores (velocidade inicial e final, aceleração e desaceleração, etc.) não existiam requisitos, a não ser para os valores de corrente, que nunca devem ultrapassar o valor máximo. Assim, estes parâmetros foram definidos com os valores *default*.

6.4.3 Implementação de rotina para movimentação de 1 mm

Foi então implementada a rotina para incrementos de 1 mm, para testar o comando de movimentação através do LabVIEW. Na Figura 54 observa-se o diagrama de blocos. Sem existir outra forma de validar a posição do motor, foi lido o valor do indicador “*Current Position*” do menu principal no *software* do fabricante antes e depois do movimento. Confirmou-se a boa implementação e movimentação do motor.

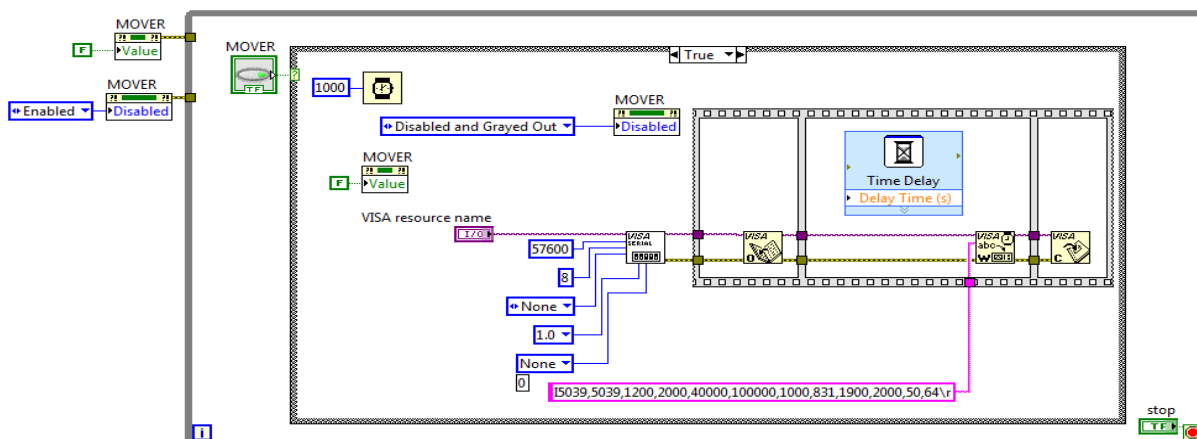


Figura 54: Diagrama de blocos para movimentação de 1 mm

6.5 Comando manual do motor

Tendo testado os comandos para movimentação do motor através do LabVIEW foi possível implementar uma rotina de controlo manual da posição do *spindle* para estar integrado na rotina principal de monitorização, em conjunto com o comando automático do motor, e controlo automático de pressão. Esta rotina, no fundo, tem as mesmas funcionalidades que o *software* do fabricante, tendo a vantagem de centralizar o comando do motor no programa principal.

Um dos requisitos principais desta rotina é que deve funcionar para posições absolutas, ao contrário do que vinha acontecendo até aqui. A ausência de um transdutor de posição absoluto dificultou bastante a implementação desta rotina, já que sempre que o sistema era reiniciado, desconhecia-se a posição absoluta do *spindle*. Assim, para o desenvolvimento do comando manual do motor, começou-se por estudar uma forma alternativa de posicionar o *spindle*.

6.5.1 Hipóteses de posicionamento do *spindle*

Convencionou-se que por questões de segurança, a rotina de posicionamento do *spindle* deveria colocá-lo na posição mais aberta (10 mm) ao iniciar o sistema. A partir deste momento seria possível a movimentação para qualquer outra posição pois já se conheceria a posição de partida. Foram então estudadas várias hipóteses para implementação desta rotina a saber:

- “Mover o motor em passos de 1 mm em direção à posição 0 mm e ler a posição antes e depois do movimento. Quando atingir a posição final, a leitura do encoder antes e depois deverá ser igual. A partir deste momento, recua-se o *spindle* 10 mm.” Esta hipótese provou ser ineficaz, já que o transdutor de posição é um “encoder virtual”, isto é, um contador de passos. Desta forma, mesmo que não haja movimento, é contabilizada a ordem de movimentação enviada ao *drive* do motor.
- “Mover o motor até à posição 0 mm e ler o valor de caudal primário. Quando este for nulo está-se na posição pretendida. De seguida recuar 10 mm.” Posicionamento deverá ser feito com o sistema desligado, para não colocar a bomba em carga.
- “Colocação de um fim de curso na posição 10 mm. A ativação do fim-de-curso enviaria um comando ao motor para parar.” Não há acesso à parte interior do motor, logo é impossível colocar o fim-de-curso no local proposto.
- “Quando se fecha por completo o *spindle* ele encosta no bocal primário. Neste instante deverá haver um pico de corrente no drive do motor para vencer o binário resistente criado. Se for possível medir este pico, identifica-se a posição 0, e posteriormente recua-se 10 mm” Para esta hipótese foi testado o comando “f” do fabricante, que identifica se ocorreu um pico de corrente superior à corrente máxima admissível (3 A aproximadamente). Ao encostar na posição 0 não é detetado nenhum pico de corrente o que torna esta hipótese inviável.

6.5.2 Solução implementada

Após colocar várias hipóteses que se mostraram inviáveis, implementou-se uma solução em que independentemente da última posição, o *spindle* avança no início dez vezes 1 mm, estando no fim dos 10 ciclos garantidamente na posição 0. De seguida recua-se dez vezes 1 mm. Se, por exemplo, a última posição for a 6 mm, o *spindle* avançará 6 mm até à posição 0, e o *drive* continuará a receber corrente para realizar o movimento durante 4 ciclos. Ainda assim não haverá movimento. De seguida recua até aos 10 mm. Para minimizar possíveis danos, neste procedimento utiliza-se a velocidade de movimentação mínima (0,635 mm/s) e

corrente mínima (0,4 A). No Anexo M encontra-se o diagrama de blocos da rotina implementada.

6.5.3 Implementação do comando manual

Depois de definir o método de posicionamento inicial (zero do *spindle*), foi implementada a rotina de movimentação manual com posições absolutas. Esta rotina deve começar obrigatoriamente com o posicionamento do *spindle* na posição 10, através da rotina indicada anteriormente. Não é possível mover o motor antes do final do posicionamento (Figura 55).

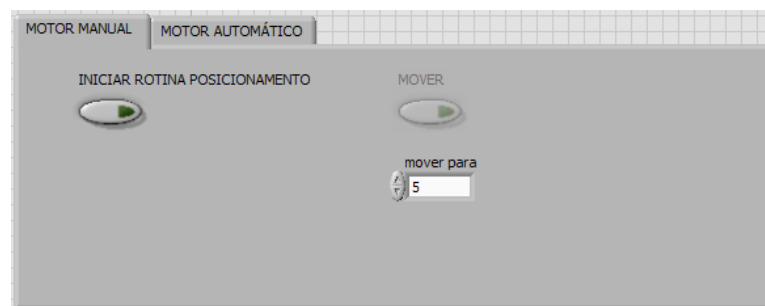


Figura 55: Posicionamento inicial no comando manual de motor do spindle

Quando se atinge a posição 10 mm, é possível indicar a posição absoluta em que se pretende que o *spindle* esteja, usando o controlo “*mover para*”. A funcionalidade de posicionamento na posição 10 mm fica inativa (Figura 56).

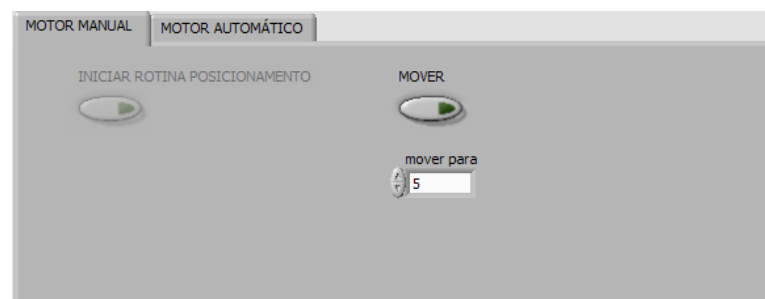


Figura 56: controlo "mover para" no comando manual do motor do spindle

No diagrama de blocos, é necessário guardar o valor da iteração anterior para saber que incremento de posição deve haver na iteração atual. Na Figura 57 observa-se um excerto do diagrama de blocos implementado.

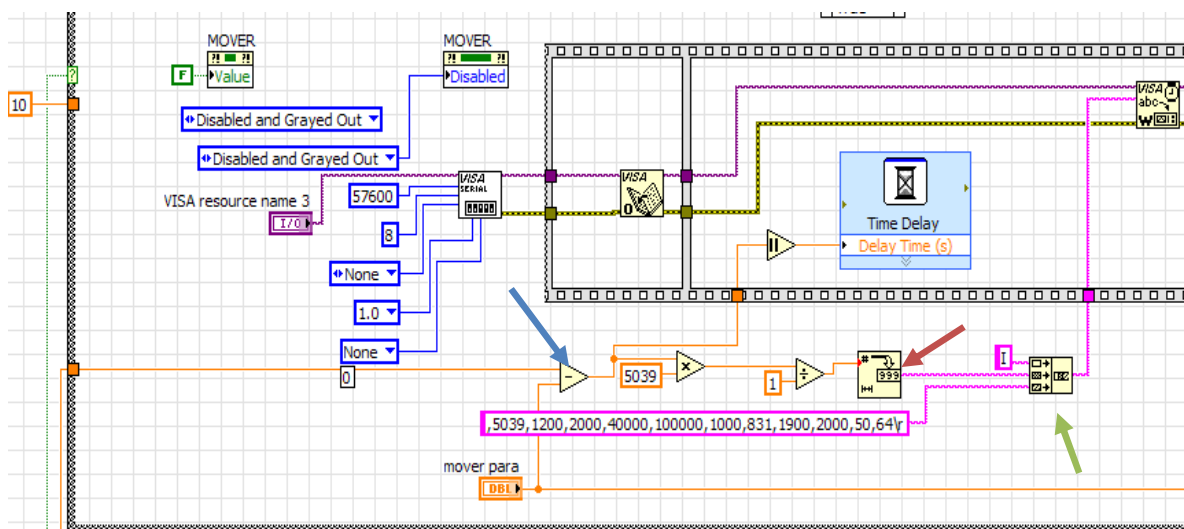


Figura 57: Diagrama de blocos do controle manual do motor

O primeiro valor guardado é sempre a posição 10 mm. Assim, se a primeira posição introduzida no controlo “*mover para*” for a posição 6 mm, o incremento e, consequente movimento, será de 4 mm. A seta azul mostra o bloco que faz a diferença entre o valor anterior e o atual de posição. O valor de saída deste bloco é convertido para a escala do fabricante já referida na secção 6.4.1 e convertido para uma variável *string* (seta vermelha). Como para cada posição é necessário alterar o primeiro parâmetro na *string* de comando de movimento “I”, utiliza-se a função “*Concatenate strings*” para juntar todos os parâmetros num só comando que possa ser escrito para o *drive* do motor (seta verde). Para garantir que a posição não excede os limites, é imposto um bloco de saturação que a limita ao valor máximo de 10 mm (pelas razões já explicadas na secção 2.7) e valor mínimo de 3 mm, pois para posições mais fechadas, com a instalação em funcionamento, há grande instabilidade. Na Figura 58 observa-se o bloco de saturação.

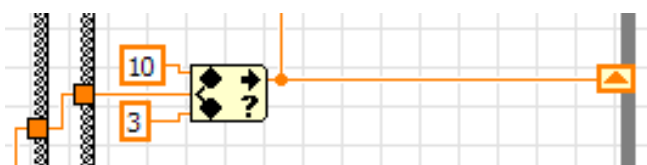


Figura 58: Bloco de saturação para posição do spindle

6.5.4 Validação da posição do *spindle*

Não havendo forma de calcular a área real de passagem do fluido entre o *spindle* e o bocal primário, não existe uma expressão matemática que indique o valor do caudal mássico associado a uma posição específica do *spindle*. Assim, a validação da posição passou por analisar apenas a variação do caudal mássico primário com a variação de posição. Foi realizada uma experiência nas mesmas condições da realizada na secção 5.6.5. Como o circuito secundário se encontrava fechado, foi possível igualar o caudal mássico à saída do ejetor com o caudal mássico primário. Desta forma, através dos valores medidos de caudal volúmico à saída do ejetor, e para as condições de pressão e temperatura no gerador, calculou-se o caudal mássico existente (ver secção 4.1.2). No Anexo N estão as tabelas das experiências realizadas com o valor de caudal mássico calculado a partir do caudal volúmico no condensador.

A posição foi alterada com incrementos de 0,5 mm. A Figura 59 mostra a média e desvio padrão dos valores obtidos.

SPINDLE	MÉDIA CAUDAL (kg/s)	DESV. PAD. CAUDAL (kg/s)
3	0.008	0.0001
3.5	0.009	0.0002
4	0.010	0.0001
4.5	0.012	0.0001
5	0.013	0.0001
5.5	0.014	0.0001
6	0.015	0.0001
6.5	0.016	0.0002
7	0.017	0.0005
7.5	0.018	0.0002
7	0.017	0.0003
6.5	0.016	0.0002
6	0.015	0.0002
5	0.013	0.0003
4.5	0.011	0.0001

Figura 59: Análise da média e desvio padrão do caudal para diferentes posições de spindle

Pela análise dos dados observa-se que os dados são consistentes. Para incrementos constantes de 0,5 mm, dos 3 aos 7,5 mm, há um aumento constante do caudal mássico na ordem dos 0,001 kg/s. Por outro lado, é possível observar que, retomando posições anteriores, o valor do caudal é praticamente igual. Comprova-se assim que se consegue voltar a uma posição anterior com exatidão.

Na Figura 60 observa-se o gráfico com os valores médios de caudal em função de uma posição do *spindle*. Fica evidente o efeito da posição no caudal. No final do Anexo N, encontra-se o gráfico do caudal mássico em função do tempo, onde também é possível verificar este efeito.

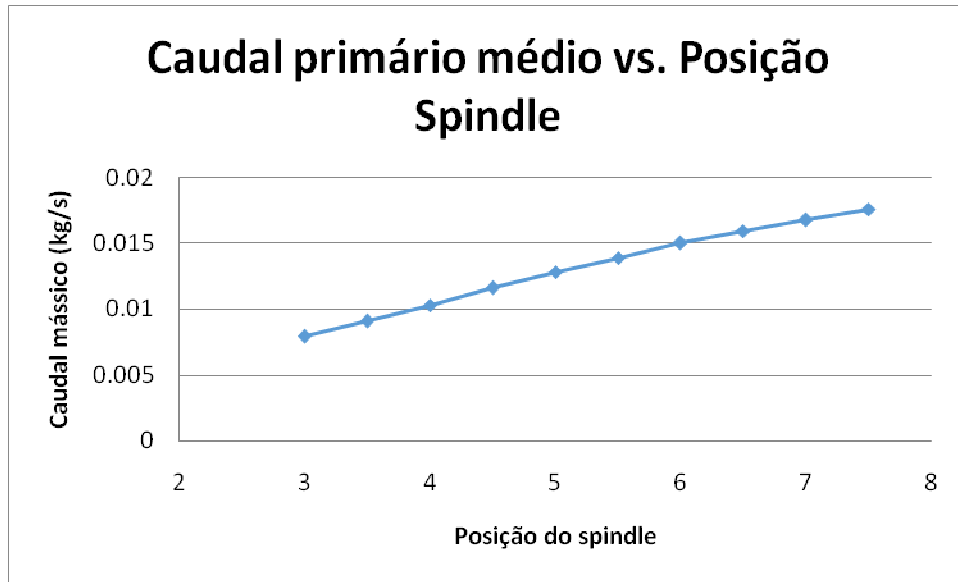


Figura 60: Caudal mássico em função da posição do spindle

6.6 Controlo automático: rede neuronal artificial

Como referido na secção 6.2, a eficiência de uma *RNA* depende essencialmente do número de nós da camada intermédia de processamento e do número de dados de treino utilizados. Para o caso em estudo, foram utilizados cinco nós intermédios com a função de ativação sigmóide já descrita anteriormente. Para construção da rede foram utilizados apenas 11 pontos de treino. Assim, a validade desta restringe-se a um conjunto muito limitado de situações. No Anexo O observa-se a tabela com os dados de treino utilizados. Todos os dados introduzidos na rede, assim como a sua saída, devem estar normalizados. Assim, para esta experiência utilizou-se a normalização de $[-1,1]$. O intervalo de dados considerado para cada entrada da rede é:

$$T_e \in [5,15]^{\circ}\text{C} \equiv [-1,1] \quad (26)$$

$$T_c \in [18,28]^{\circ}\text{C} \equiv [-1,1] \quad (27)$$

$$T_g \in [80,95]^{\circ}\text{C} \equiv [-1,1] \quad (28)$$

Para este conjunto de entradas, que formam o vetor T_i , a rede foi treinada para valores de saída da posição do *spindle* de [3,75; 6,25] mm com a mesma normalização que as entradas. Através dos dados de treino nas condições referidas, obtiveram-se as matrizes dos pesos W e vetores *bias* b :

$$W_1 = \begin{bmatrix} 1 & 22.4763 & 9.9324 \\ -0.13669 & 0.6805 & -1.5981 \\ 3.209 & 17.7453 & 7.7304 \\ -1.1652 & -4.4755 & -1.388 \\ 2.0697 & 2.2391 & 0.70808 \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$W_2 = [-4.8359 \quad 1.0549 \quad 5.1248 \quad -0.1035 \quad 0.19051] \quad (30)$$

$$b_1 = \begin{bmatrix} -12.7283 \\ -0.033527 \\ -9.5376 \\ 0.5399 \\ 1.2888 \end{bmatrix} \quad (31)$$

$$b_2 = [-0.73607] \quad (32)$$

6.6.1 Implementação da rede neuronal artificial em LabVIEW

Com as matrizes apresentadas na secção anterior, e partindo da equação 23, é possível definir a expressão que define a posição do *spindle* para um dado vetor de dados de entrada T_i :

$$y = \{W_2\} \cdot \{sig [[W_1] \cdot \{T_i\} + \{b_1\}]\} + \{b_2\} \quad (33)$$

Implementou-se em LabVIEW a rotina para posicionamento automático do *spindle*. Esta rotina deverá ajustar a posição à taxa a que está a ser realizada a monitorização (10 segundos). Na Figura 61 observa-se um excerto do diagrama de blocos da rede neuronal.

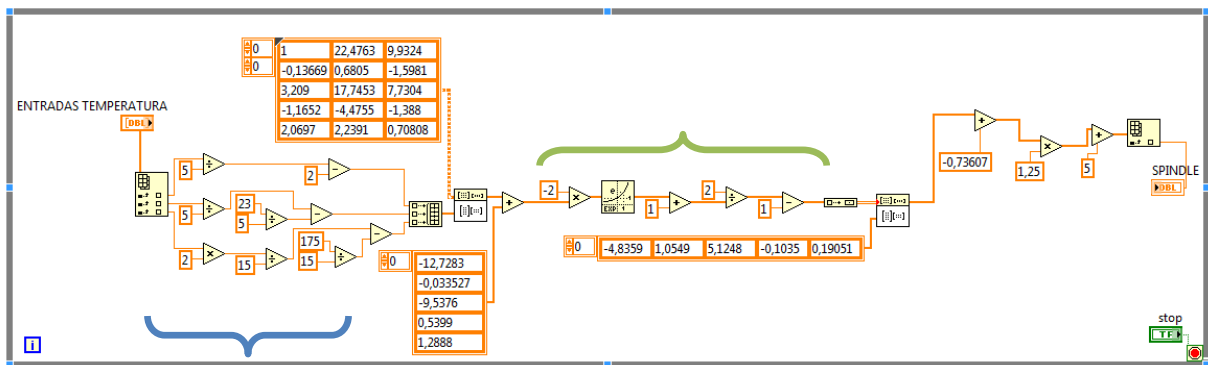


Figura 61: Diagrama de blocos RNA

Devido à limitação nos dados para os quais a rede foi treinada, a ligação desta rotina com os sensores/transdutores de temperatura correspondentes seria contraproducente, na medida em que apenas no caso da instalação estar em condições muito específicas, a rede teria resultados satisfatórios. Assim, as temperaturas são introduzidas no controlo “*ENTRADAS TEMPERATURA*”. Na zona indicada pela chaveta azul, é feita a normalização dos vetores de entrada. A zona indicada pela chaveta verde indica a implementação da função sigmóide. Na Figura 61 é possível observar igualmente as matrizes de pesos e vetores *bias*. Por fim, o valor normalizado da posição do *spindle* é transformado no valor real que pode ser visualizado no indicador “*SPINDLE*”.

Foram introduzidos manualmente os dados de entrada de temperatura utilizados no treino da rede, e a posição devolvida é praticamente igual, apresentando diferenças na quinta casa decimal, devido provavelmente a arredondamentos do próprio LabVIEW.

6.6.2 Integração da rede neuronal com movimentação do *spindle*

Depois de verificar a implementação da rede, passou-se para a integração da mesma com a movimentação do motor. Na Figura 62 observa-se um excerto do diagrama de blocos do controlo automático da posição do *spindle*.

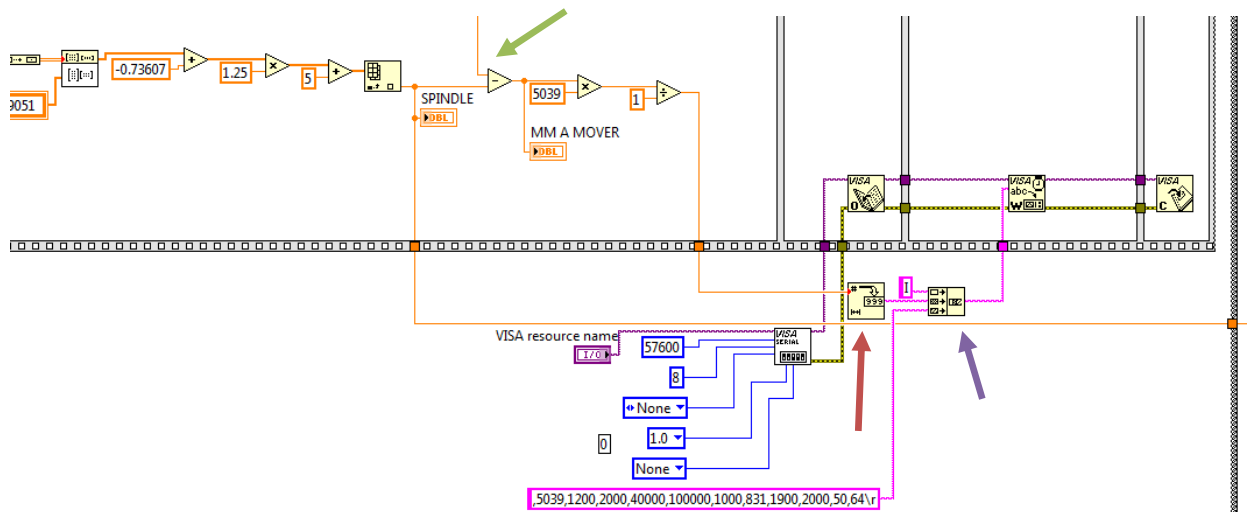


Figura 62: Diagrama de blocos do controlo automático da posição do spindle

De forma semelhante ao referido na secção 6.5.2, para que o movimento seja função do resultado da rede, é necessário, em cada iteração, atualizar o valor do parâmetro correspondente à distância na *string* de comando. Este parâmetro será o resultado da subtração entre a saída da rede na iteração anterior e a saída da rede atual (seta verde). A saída deste comando é convertida para uma *string* (seta vermelha) e, por fim, são unidas as diferentes *strings* (com o comando já referido) para formar o comando que vai ser enviado para o *drive* do motor (seta roxa).

6.6.3 Validação do comando automático da posição do *Spindle*

A validação do comando automático da posição do grau de liberdade do ejedor passou por implementar uma rotina que lê um ficheiro de texto que contém dados de treino de entrada variados aleatoriamente. A rede neuronal lê estes dados e devolve uma posição do *spindle*. Esta posição, e o incremento relativamente à iteração anterior são registados num ficheiro de texto e posteriormente comparados com os valores esperados de treino. Os resultados obtidos são satisfatórios e podem ser observados no Anexo P.

7 Conclusão e possíveis trabalhos futuros

A inclusão de um sistema de controlo na instalação experimental em estudo trouxe vantagens do ponto de vista da operação, na medida em que permitiu centralizar numa única interface a monitorização e controlo da instalação.

O estudo prévio realizado permitiu entender o funcionamento dos ciclos de refrigeração em análise e as suas limitações e potencialidades. Permitiu também compreender de que forma os parâmetros geométricos do ejedor e as condições operacionais influenciam a eficiência global do ciclo.

Quanto ao desenvolvimento da rotina de monitorização, este foi importante para compreender a forma de comunicação entre os periféricos, nomeadamente a placa de aquisição de dados e o LabVIEW. Permitiu também um conhecimento mais aprofundado da instalação experimental em estudo. A taxa de aquisição de 10 segundos é suficiente, face à dinâmica global do sistema, já que se entende que neste período é possível ter informação suficiente para avaliar a evolução das variáveis em jogo de forma correta. Este deve ser tomado como o valor referência na análise do comportamento do sistema face a uma dada solicitação.

No controlo da posição dos graus de liberdade do ejedor apenas foi possível definir os procedimentos para o *spindle*, devido à ausência de dados experimentais que suportem a influência do *NXP* na eficiência do ciclo. Apesar disso, a definição do modo de comunicação entre o LabVIEW e os motores permitirá a integração rápida do controlo do motor do *NXP* quando existirem dados experimentais suficientes.

Com as rotinas implementadas torna-se mais simples a movimentação manual do *spindle* a partir da interface desenvolvida, evitando a utilização do *software* dedicado do fabricante. Com a implementação realizada, é possível trabalhar com coordenadas absolutas do grau de liberdade, o que é vantajoso, ao contrário do que acontecia até então no *software*

do fabricante. Isto deve-se à inclusão de uma rotina de posicionamento inicial que coloca o *spindle* na posição totalmente aberta. Dado não haver uma relação direta entre uma posição de *spindle* e um valor de caudal mássico primário correspondente, a validação da posição passou pela constatação que o caudal varia com a variação da posição. Registaram-se variações na ordem dos 0,001 kg/s para variações de 0,5 mm.

No comando automático, a rede neuronal foi validada assim como o posicionamento correspondente do *spindle*. Contudo, a integração deste comando em condições reais e mesmo experimentais não é ainda viável, já que a rede implementada apenas contém 11 pontos de treino, onde só é variada a temperatura do condensador entre 18,2 e 28 °C. As temperaturas do gerador e evaporador são mantidas constantes a 83 e 9 °C, respetivamente. Assim, a validade da mesma é reduzida.

As experiências realizadas para controlo de pressão no gerador permitiram obter resultados extremamente satisfatórios. Para sistemas térmicos em geral, as constantes de tempo são muito elevadas. Assim, considera-se a frequência de amostragem de 10 Hz como um valor aceitável. Foi implementado um controlo proporcional, em conjunto com uma saturação da ação de controlo de 0,0083 V/100 ms, a que corresponde uma limitação de 0,05 Hz/100 ms, ou 30 Hz/min. Evita-se desta forma a alteração brusca de velocidade de rotação da bomba em resposta a erros, entre pressão de *feedback* e referência, elevados. Para um ganho de 30 V/bar, a resposta apresenta uma média de 9,92 bar, com um desvio em relação à referência de 0,37 %, com um erro absoluto médio de 0,079 bar, valor abaixo do erro do transdutor. Estes valores foram obtidos para uma posição do *spindle* intermédia, de 5 mm e com o *NXP* totalmente fechado a 0 mm. O sistema comporta-se bem em resposta a referências em rampa até 0,00917 bar/100 ms, apresentando um ligeiro atraso devido à saturação na ação de controlo e valor do ganho seleccionado. A resposta a referências de pressão está obviamente limitada a pressões superiores à pressão de entrada da bomba, mais a variação de pressão imposta pela mesma.

Foram desenvolvidas rotinas para garantir que o sistema só arranca e desliga à frequência mínima de 20 Hz, por questões de segurança. Foram também introduzidas condições de arranque do sistema que garantem o bom funcionamento da instalação. O sistema deve estar em funcionamento apenas quando a temperatura da água à entrada do gerador é superior a 70°C. Este é o valor mínimo para o qual a água fornece potência suficiente ao fluido refrigerante para o sistema funcionar com uma eficiência aceitável. Com a segunda condição implementada, consegue-se também garantir que o refrigerante está no estado de vapor sobreaquecido no arranque.

Face às solicitações a que o sistema estará sujeito em ambiente real, considera-se que o controlador de pressão é bastante eficaz, já que na realidade as alterações de temperatura não serão tão pronunciadas como nos casos estudados nas experiências. O sistema é capaz de ajustar a pressão muito mais rapidamente do que as possíveis variações de temperatura que possam existir.

Para trabalhos futuros, sugere-se o desenvolvimento de uma rede neuronal para o posicionamento do *spindle* com mais pontos de treino, para que se aumente a validade da mesma. Desta forma será possível a verificação da rede em ambiente experimental e futura integração numa instalação real com as entradas a serem dadas diretamente pelos sensores/transdutores de temperatura. Seria interessante integrar também a movimentação manual do *NXP* através do LabVIEW, para facilitar possíveis testes da sua influência no ciclo, evitando a utilização do *software* do fabricante. Ao nível do desenvolvimento da interface com o utilizador, seria interessante esta conter a informação numérica e gráfica da evolução da eficiência do ciclo. Propõem-se também o teste do controlador para situações mais exigentes, nomeadamente para posições mais fechadas do *spindle* e para referências de pressão superiores, onde existe maior instabilidade na instalação. Por fim, propõem-se o desenvolvimento de uma placa de circuito impresso (*PCB*) para inclusão do circuito do acoplador ótico.

8 Referências bibliográficas

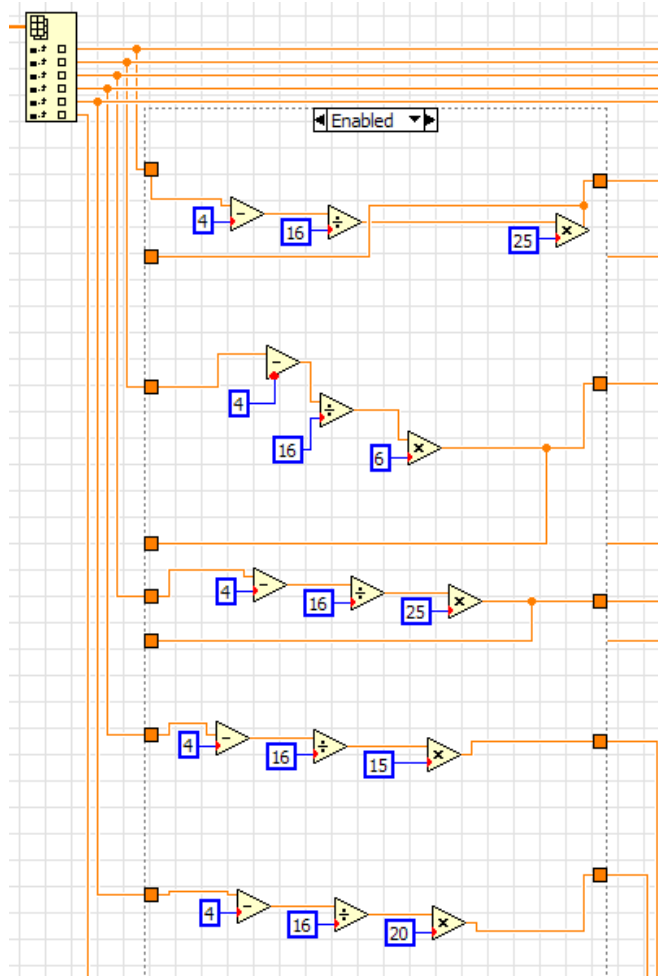
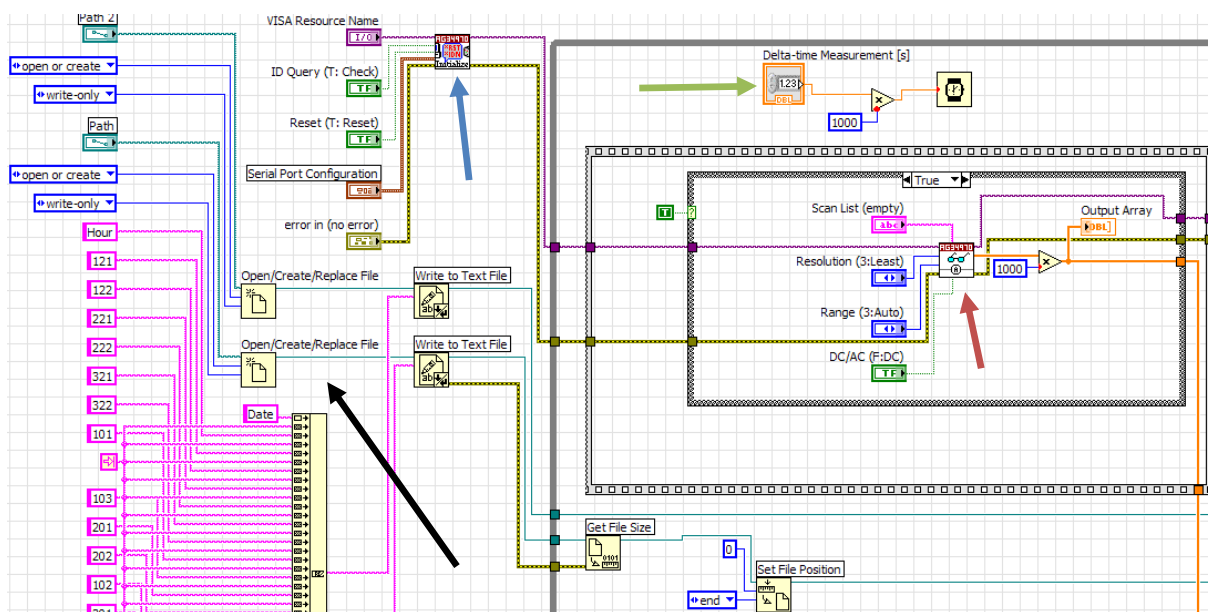
- [1] Reif-Acherman Simón, “The early ice making systems in the nineteenth century,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, no. 5, pp. 1224-1252, Aug. 2012
- [2] Clito A., “Refrigeração”, Apontamentos FEUP, 2012
- [3] Davidson J., “Performance and costs of power plants with capture and storage of CO₂,” *Energy*, vol. 32, no. 7, pp. 1163-1176, Jul. 2007
- [4] Chen X., Omer S., Worall M., Riffat S., “Recent developments in ejetor refrigeration technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, pp. 629- 651, Mar. 2013
- [5] “World HVAC Equipment Market”, Refrigeration-sector news, International Institute of Refrigeration, 22/11/2012
- [6] Abdulateef J. M., Sopian K., Alghoul M.A., “Review on solar-driven ejetor refrigeration technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 6- 7, pp. 1338-1349, Ago-Set 2009
- [7] Oliveira A. C., *Sistemas Solares de Arrefecimento*. aula teórica no âmbito da disciplina Tecnologias Energéticas Avançadas: FEUP, 2010.
- [8] Huang B.J., Chang J.M., Wang C.P., Petrenko V.A., “A 1-D analysis of ejetor performance,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, no. 5, pp. 354-364, Aug 1999
- [9] Pridasawas W., Lundqvist P., “A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejetor refrigeration system with iso-butane as a refrigerant,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, no. 5, pp. 840–850, Aug 2007
- [10] Vinnet V. Chandra, Ahmed M. R., “Experimental and computational studies on a steam jet refrigeration system with constant area and variable area ejetors,” *Energy Conversion and Management*, vol. 79, pp. 377-386, Dez. 2013

- [11] Chunnanond K. and Aphornratana S., “Ejetors: applications in refrigeration technology,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 8, no. 2, pp. 129-155, Abr. 2004
- [12] Sun D.-W., “Comparative study of the performance of an ejeter refrigeration cycle operating with various refrigerants,” *Energy Conversion and Management*, vol. 40, no. 8, pp. 873–884, Mai 1999
- [13] Yen R.H., Huang B.J., Chen C.Y., Shiu T.Y., Cheng C.W., Chen S.S., Shestopalov K., “Performance optimization for a variable throat ejeter in a solar refrigeration system,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, pp. 1512-1520, Abr. 2013
- [14] Varga S, Oliveira AC, Diaconu B., “Numerical assessment of steam ejeter efficiencies using CFD,” *International Journal of Refrigeration* vol. 32, pp. 1203–1211, 2009
- [15] Ma X, Zhang W, Omer SA, Riffat SB. “Experimental investigation of a novel steam ejeter refrigerator suitable for solar energy applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 1320–1325, 2010
- [16] Varga S, Oliveira AC, Ma X, Omer SA, Zhang W, Riffat SB., “Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejeter,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 1668–1675, 2011
- [17] Zhu Y, Cai W, Wen C, Li Y, “Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejeters,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 898–905, 2009
- [18] Aphornratana S, Eames IW, “A small capacity steam-ejeter refrigerator: experimental investigation of a system using ejeter with movable primary nozzle,” *International Journal of Refrigeration* vol. 20, pp. 352–358, 1997
- [19] Cizungu K, Mani A, Groll M., “Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids,” *Applied Thermal Engineering* vol. 21, pp. 585–98, 2001
- [20] Luís T. A. João, “*Apontamentos de Permutadores de Calor- Equipamentos Térmicos*,” Instituto Superior Técnico, 2005
- [21] Tutorial *National Instruments “Using the Agilent 34970A with LabVIEW”*, 2006
- [22] Moahammad S., Alireza Z., “Comparison of PID Controller Tuning Methods”, Department of Chemical & Petroleum Engineering Sharif University of Technology

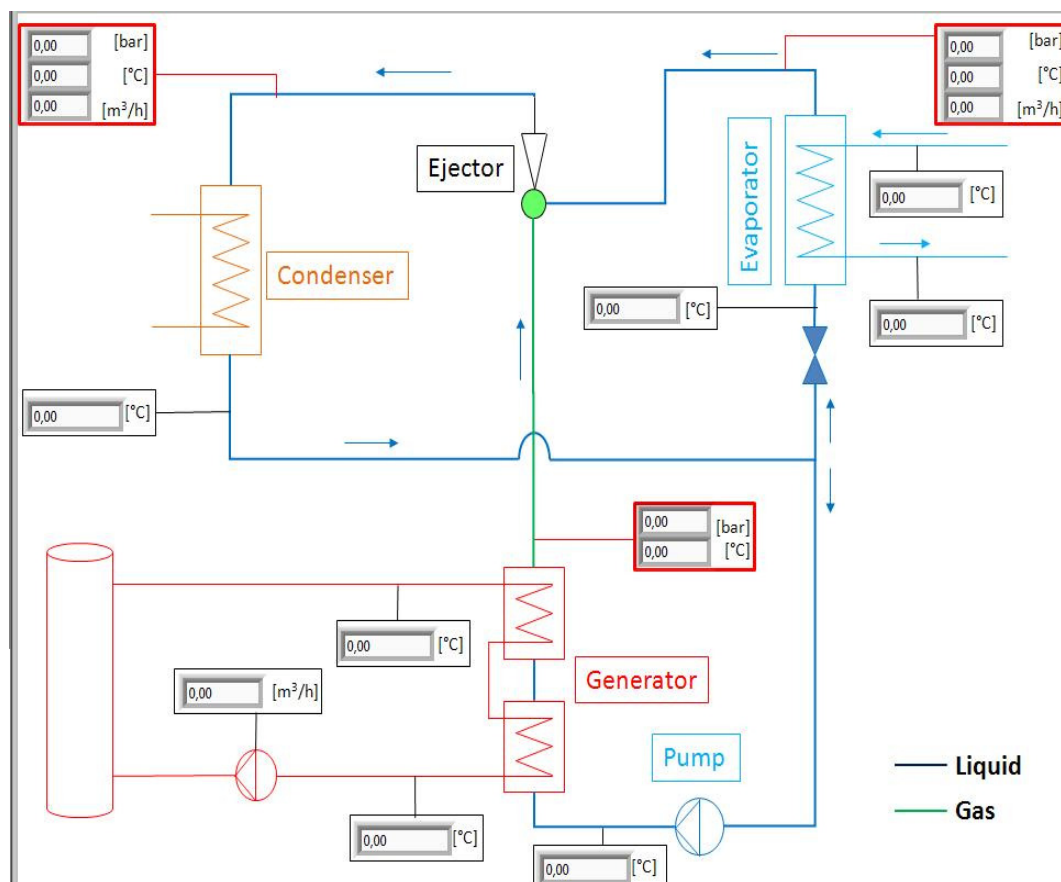
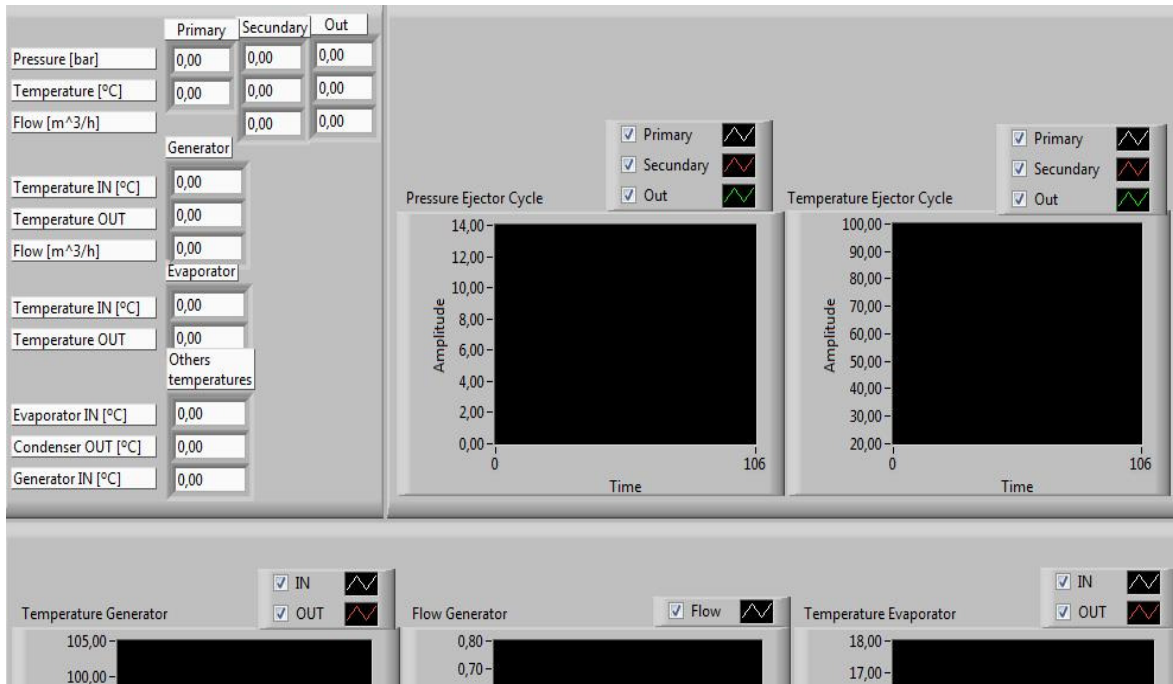
[23] Cunha Diogo. “Desenvolvimento de um modelo para o controlo optimizado de um inovador sistema de ar condicionado com geometria variável”, 2013. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

[24] Lopes Pedro. “Análise experimental de um ciclo de arrefecimento solar com ejetor de geometria variável”, 2013. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Anexo A: Excerto da rotina de monitorização



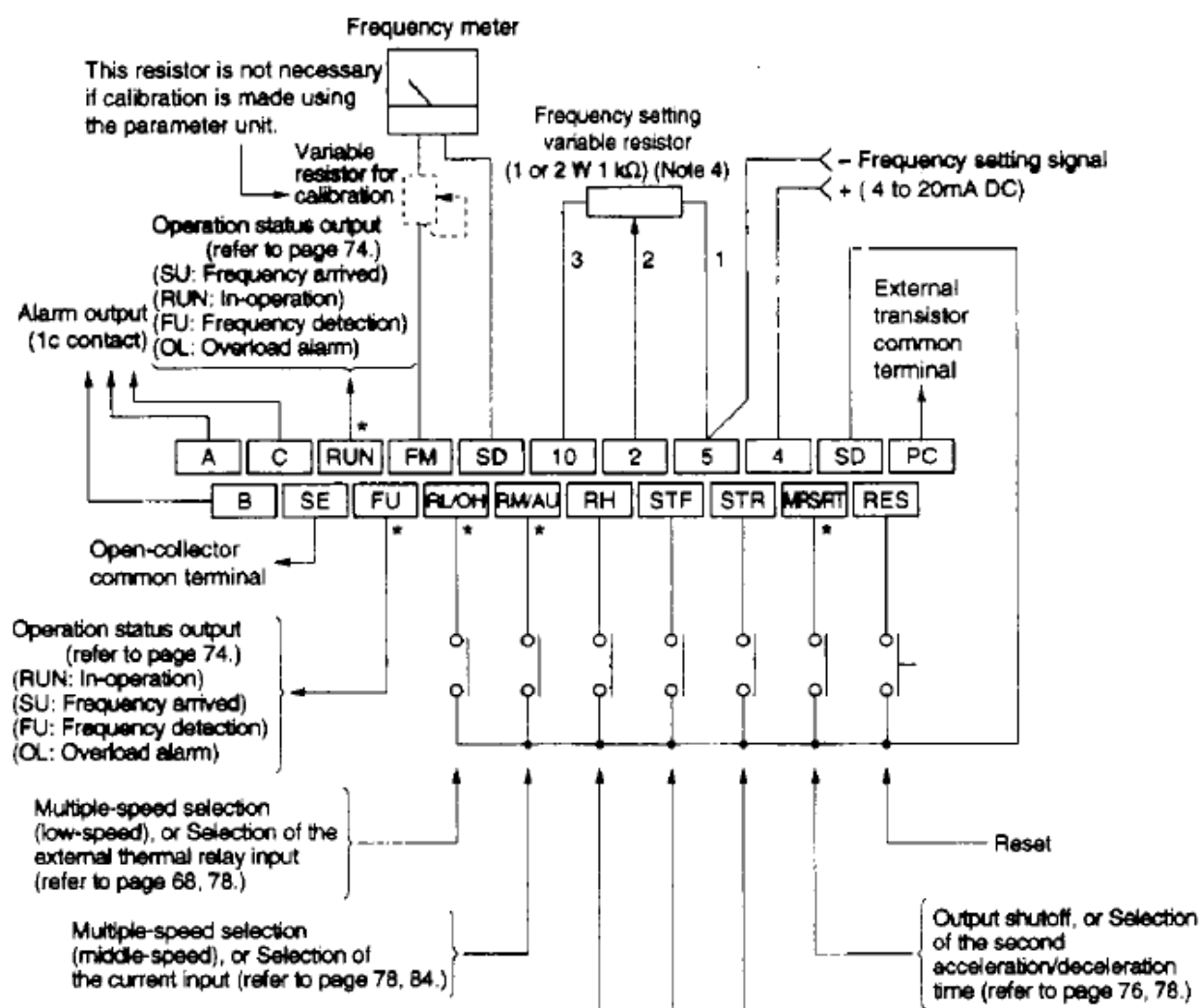
Anexo B: Interface gráfica para rotina de monitorização



Anexo C: Tabelas de saturação para R600a

T [°C]	p_sat (rel) [bar]
50	5.776
51	5.942
52	6.110
53	6.282
54	6.457
55	6.635
56	6.816
57	7.000
58	7.187
59	7.377
60	7.571
61	7.768
62	7.968
63	8.172
64	8.379
65	8.589
66	8.804
67	9.021
68	9.242
69	9.467
70	9.696
71	9.928
72	10.160
73	10.400
74	10.650
75	10.900
76	11.150
77	11.400
78	11.660
79	11.930
80	12.200
81	12.470
82	12.740
83	13.030
84	13.310
85	13.600
86	13.900
87	14.200
88	14.500
89	14.810
90	15.130
91	15.450
92	15.770
93	16.100
94	16.440
95	16.780
96	17.120
97	17.470
98	17.830
99	18.190
100	18.560

Anexo D: Ligações do variador de frequência para comando em tensão






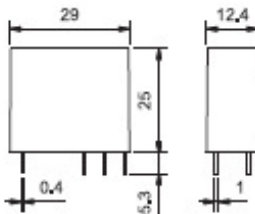
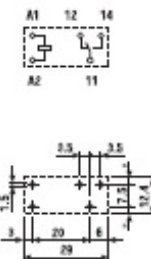
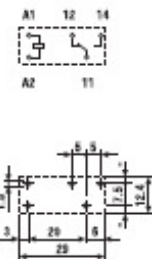
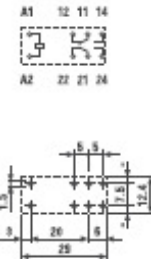
Anexo E: LTV4N35-Valores máximos de input e output para o acoplador ótico

ABSOLUTE MAXIMUM RATING

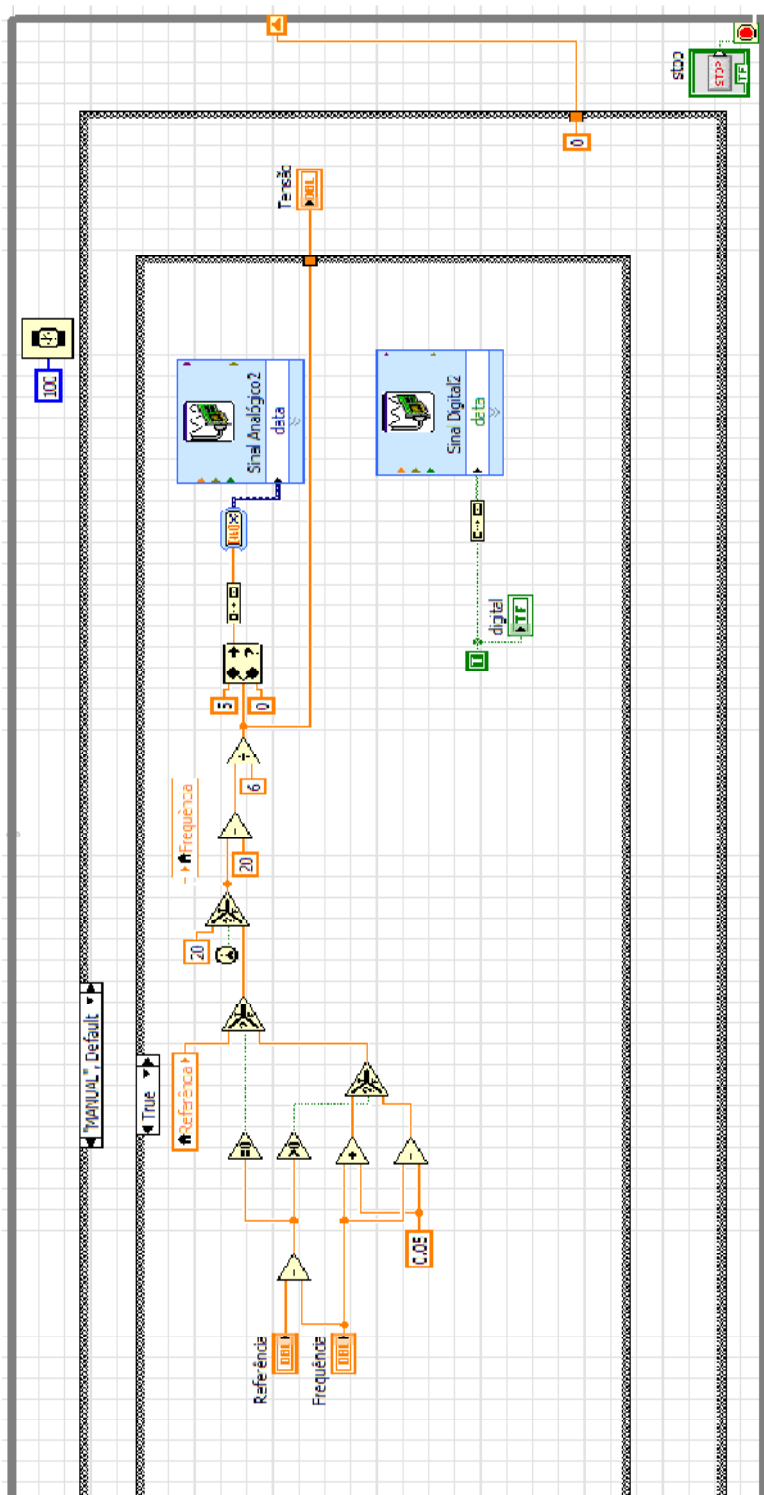
(Ta = 25°C)

PARAMETER		SYMBOL	RATING	UNIT
INPUT	Forward Current	I _F	60	mA
	Reverse Voltage	V _R	6	V
	Power Dissipation	P	100	mW
OUTPUT	Collector - Emitter Voltage	V _{CEO}	30	V
	Emitter - Collector Voltage	V _{ECO}	7	V
	Collector - Base Voltage	V _{CBO}	70	V
	Collector Current	I _C	100	mA
	Collector Power Dissipation	P _C	300	mW
Total Power Dissipation		P _{tot}	350	mW
*1 Isolation Voltage	4N35 series	V _{iso}	3,550	V _{rms}
	4N37 series		1,500	
Operating Temperature		T _{opr}	-55 ~ +100	°C
Storage Temperature		T _{stg}	-55 ~ +150	°C
*2 Soldering Temperature		T _{sol}	260	°C

Anexo F: Catálogo relé Finder 43.31

<p>Features</p> <p>1 & 2 Pole relay range 40.31 - 1 Pole 10 A (3.5 mm pin pitch) 40.51 - 1 Pole 10 A (5 mm pin pitch) 40.52 - 2 Pole 8 A (5 mm pin pitch)</p> <p>PCB mount - direct or via PCB socket 35 mm rail mount - via screw and screwless sockets</p> <ul style="list-style-type: none"> • DC coils (standard or sensitive) & AC coils • Cadmium Free contact material • 8 mm, 6 kV (1.2/50 μs) isolation, coil-contacts • UL Listing (certain relay/socket combinations) • Flux proof: RT II standard, (RT III option) • 95 series sockets • Coil EMC suppression • Timer accessories 86 series 	<p>40.31</p>  <ul style="list-style-type: none"> • 3.5 mm contact pin pitch • 1 Pole 10 A • PCB or 95 series sockets 	<p>40.51</p>  <ul style="list-style-type: none"> • 5 mm contact pin pitch • 1 Pole 10 A • PCB or 95 series sockets 	<p>40.52</p>  <ul style="list-style-type: none"> • 5 mm contact pin pitch • 2 Pole 8 A • PCB or 95 series sockets
 <p>29 12,4 25 0,4 5,3 1</p>	 <p>A1 12 14 A2 11</p> <p>2,5 3,5 1,5 20 8 29 12,4</p> <p>Copper side view</p>	 <p>A1 12 14 A2 11</p> <p>5 5 1,5 20 8 29 12,4</p> <p>Copper side view</p>	 <p>A1 12 11 14 A2 22 21 24</p> <p>5 5 1,5 20 8 29 12,4</p> <p>Copper side view</p>
<p>FOR UL RATINGS SEE: "General technical information" page V</p>			
<p>Contact specification</p> <p>Contact configuration</p> <p>Rated current/Maximum peak current A</p> <p>Rated voltage/Maximum switching voltage V AC</p> <p>Rated load AC1 VA</p> <p>Rated load AC1.5 (230 V AC) VA</p> <p>Single phase motor rating (230 V AC) kW</p> <p>Breaking capacity DC1: 30/110/220 V A</p> <p>Minimum switching load mW (V/mA)</p> <p>Standard contact material</p>	<p>1 CO (SPDT)</p> <p>10/20</p> <p>250/400</p> <p>2,500</p> <p>500</p> <p>0.37</p> <p>10/0.3/0.12</p> <p>300 (5/5)</p> <p>AgNi</p>	<p>1 CO (SPDT)</p> <p>10/20</p> <p>250/400</p> <p>2,500</p> <p>500</p> <p>0.37</p> <p>10/0.3/0.12</p> <p>300 (5/5)</p> <p>AgNi</p>	<p>2 CO (DPDT)</p> <p>8/15</p> <p>250/400</p> <p>2,000</p> <p>400</p> <p>0.3</p> <p>8/0.3/0.12</p> <p>300 (5/5)</p> <p>AgNi</p>
<p>Coil specification</p> <p>Nominal voltage (U_N) V AC (50/60 Hz)</p>			<p>6 - 12 - 24 - 48 - 60 - 110 - 120 - 230 - 240</p>

Anexo G: Implementação em LabVIEW de rampa de frequência no controlo manual de frequência

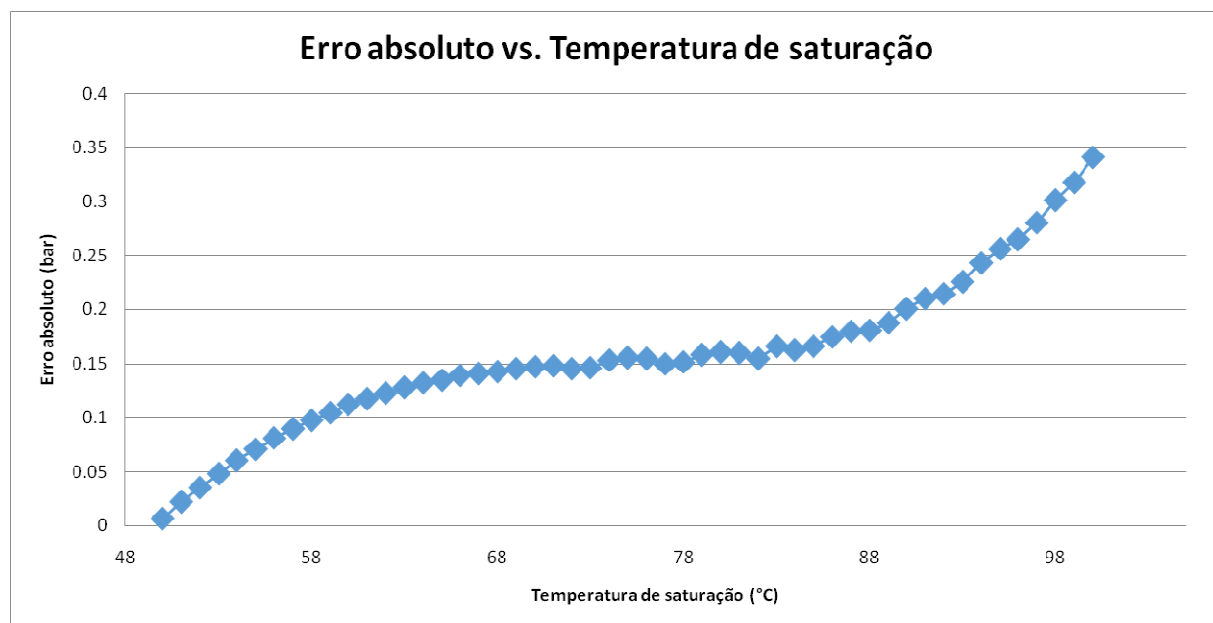


Anexo H: Frequência LabVIEW VS. Frequência real (*display*)

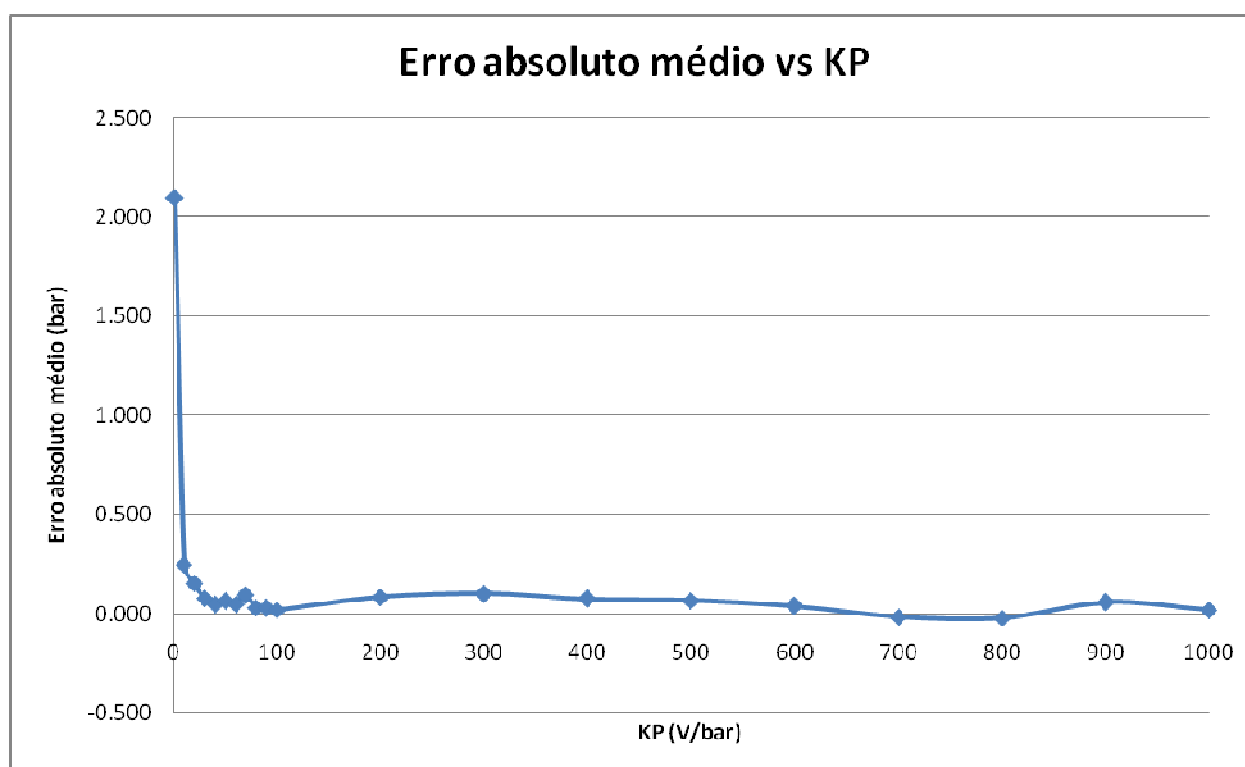
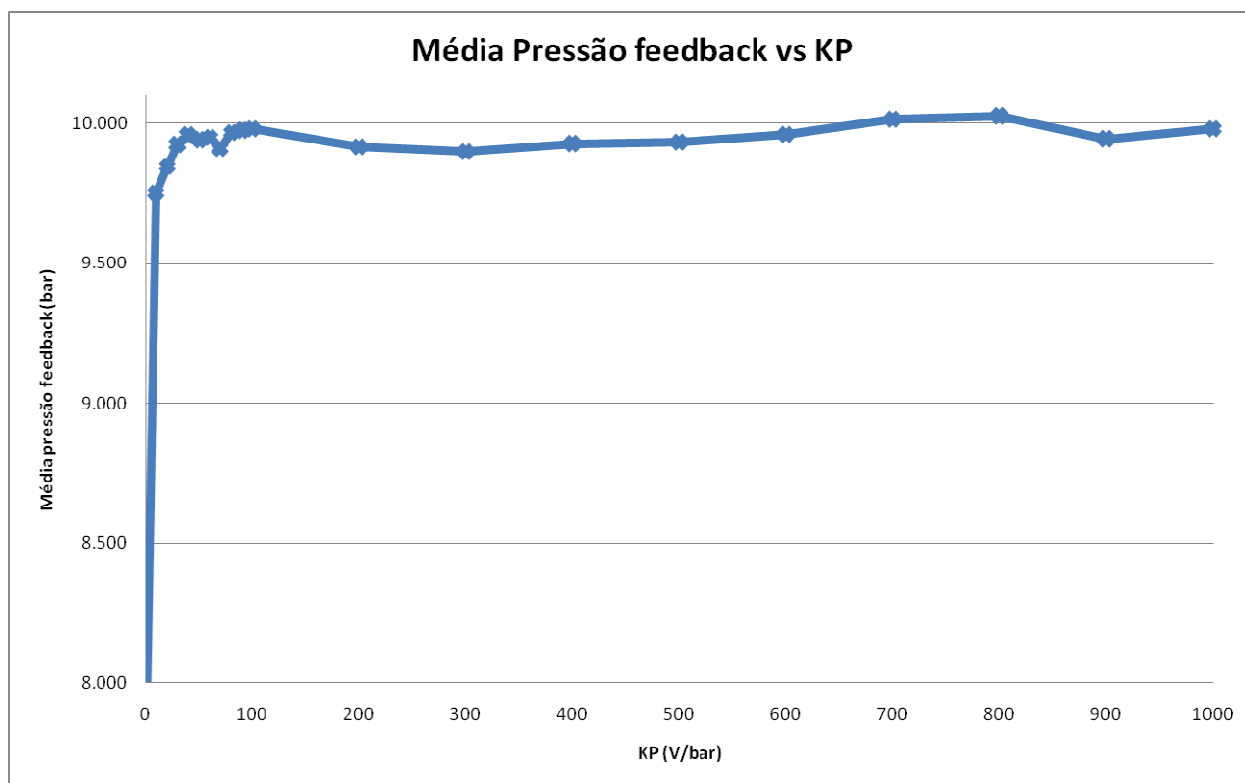
Frequencia Labview	Frequencia Variador (Display)	Erro absoluto	Erro relativo (%)
20	19.930	-0.070	-0.351
21	20.940	-0.060	-0.287
22	22.010	0.010	0.045
23	23.090	0.090	0.390
24	24.160	0.160	0.662
25	25.100	0.100	0.398
26	26.170	0.170	0.650
27	27.250	0.250	0.917
28	28.320	0.320	1.130
29	29.330	0.330	1.125
30	30.340	0.340	1.121
31	31.410	0.410	1.305
32	32.420	0.420	1.295
33	33.490	0.490	1.463
34	34.560	0.560	1.620
35	35.500	0.500	1.408
36	36.580	0.580	1.586
37	37.650	0.650	1.726
38	38.660	0.660	1.707
39	39.730	0.730	1.837
40	40.810	0.810	1.985
41	41.810	0.810	1.937
42	42.820	0.820	1.915
43	43.890	0.890	2.028
44	44.900	0.900	2.004
45	45.970	0.970	2.110
46	46.980	0.980	2.086
47	48.050	1.050	2.185
48	49.130	1.130	2.300
49	50.000	1.000	2.000
50	50.000	0.000	0.000
MÉDIA		0.516	1.300
DESV. PADRÃO		0.363	0.773

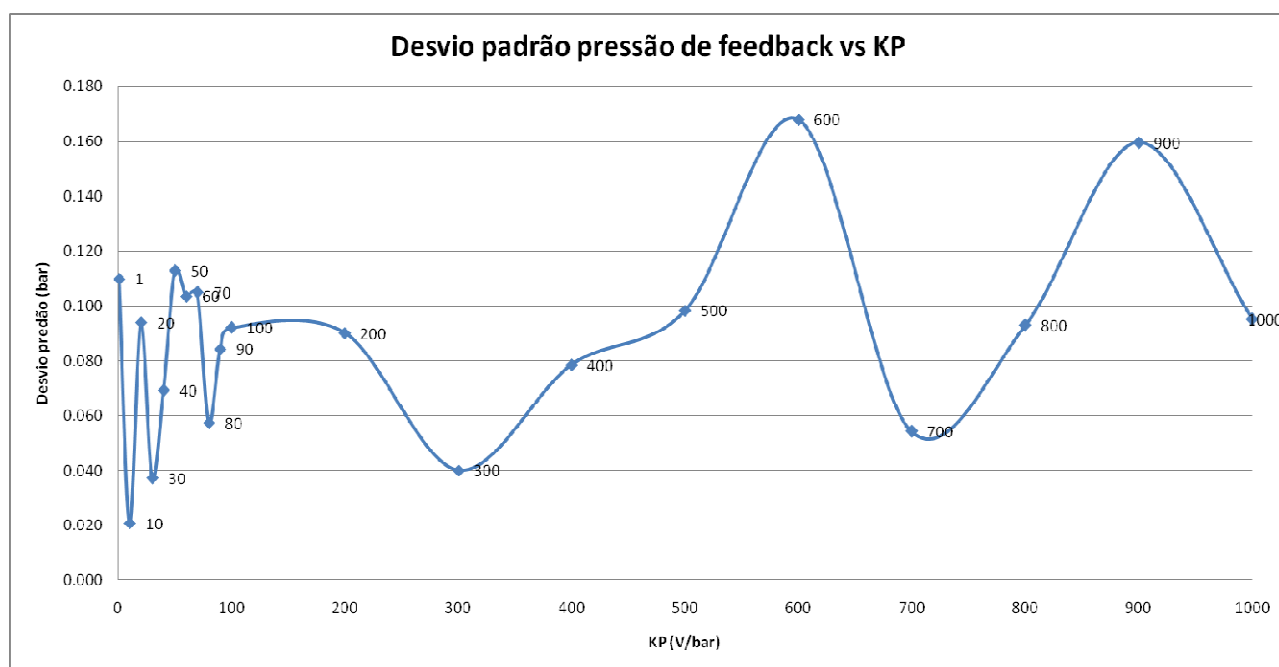
Anexo I: Aproximação quadrática a tabelas de saturação de R600a sem sobreaquecimento

T [°C]	p_sat (rel) [bar]	Aproximação QUADRÁTICA	Diferença	Erro (%)
50	5.776	5.769	0.007	0.121
51	5.942	5.920	0.022	0.370
52	6.110	6.075	0.035	0.573
53	6.282	6.234	0.048	0.764
54	6.457	6.397	0.060	0.929
55	6.635	6.564	0.071	1.070
56	6.816	6.735	0.081	1.188
57	7.000	6.910	0.090	1.286
58	7.187	7.089	0.098	1.364
59	7.377	7.272	0.105	1.423
60	7.571	7.459	0.112	1.479
61	7.768	7.650	0.118	1.519
62	7.968	7.845	0.123	1.544
63	8.172	8.044	0.128	1.566
64	8.379	8.247	0.132	1.575
65	8.589	8.454	0.135	1.572
66	8.804	8.665	0.139	1.579
67	9.021	8.880	0.141	1.563
68	9.242	9.099	0.143	1.547
69	9.467	9.322	0.145	1.532
70	9.696	9.549	0.147	1.516
71	9.928	9.780	0.148	1.491
72	10.160	10.015	0.145	1.427
73	10.400	10.254	0.146	1.404
74	10.650	10.497	0.153	1.437
75	10.900	10.744	0.156	1.431
76	11.150	10.995	0.155	1.390
77	11.400	11.250	0.150	1.316
78	11.660	11.509	0.151	1.295
79	11.930	11.772	0.158	1.324
80	12.200	12.039	0.161	1.320
81	12.470	12.310	0.160	1.283
82	12.740	12.585	0.155	1.217
83	13.030	12.864	0.166	1.274
84	13.310	13.147	0.163	1.225
85	13.600	13.434	0.166	1.221
86	13.900	13.725	0.175	1.259
87	14.200	14.020	0.180	1.268
88	14.500	14.319	0.181	1.248
89	14.810	14.622	0.188	1.269
90	15.130	14.929	0.201	1.328
91	15.450	15.240	0.210	1.359
92	15.770	15.555	0.215	1.363
93	16.100	15.874	0.226	1.404
94	16.440	16.197	0.243	1.478
95	16.780	16.524	0.256	1.526
96	17.120	16.855	0.265	1.548
97	17.470	17.190	0.280	1.603
98	17.830	17.529	0.301	1.688
99	18.190	17.872	0.318	1.748
100	18.560	18.219	0.341	1.837

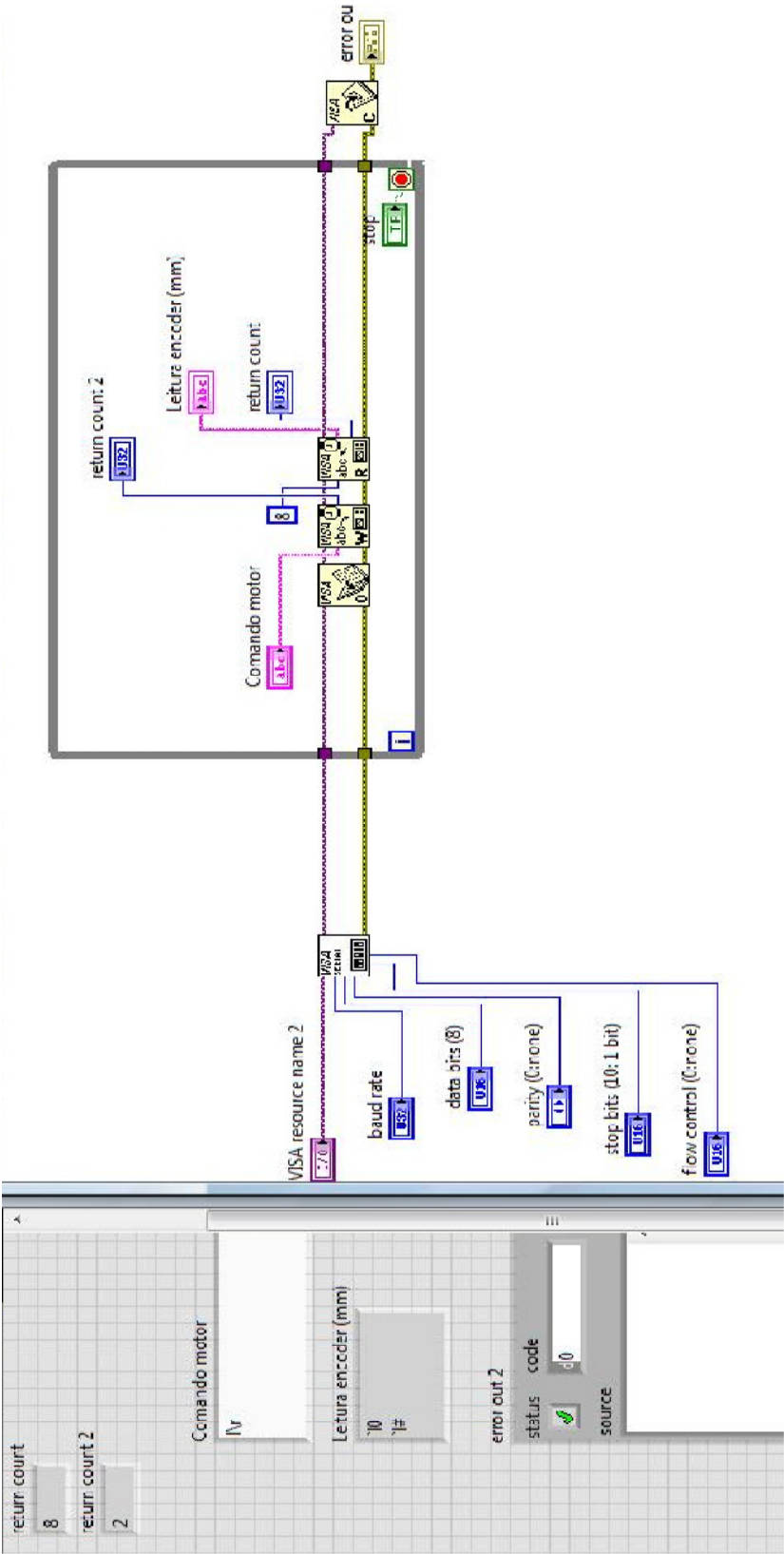


Anexo J: Análise da resposta de pressão para diferentes Kp





Anexo K: Configuração da porta série para ligação a motor spindle. Comando para leitura do encoder e diagrama de blocos



Command	Symbol	Context	Arguments	Response
Read Current Position	I	Realtime	None	"I[value][cr]" where value represents the motor position.
Description	This command requests the position of the motor either theoretical, or actual if an encoder is enabled.			
Arguments	Argument Description			Valid Values or Range
None				
Example	You want to check the position of the drive.			
Command	"I" followed by a carriage return.			

The parameters for serial communication are as follows:

Bits per Second: 57600

Data bits: 8

Parity: none

Stop Bits: 1

Flow Control: None

Anexo L: Comando para movimentação do motor

Command	Symbol	Context	Arguments	Response
Index	I	RealTime/Program	Distance, Speed, Start Speed, End Speed, Accel, Decel, Run Current, Hold Current, Accel Current, Decel Current, Delay Time, Step Mode	None
Description	This command moves the motor forward or backwards a defined number of steps, with the given parameters.			
Arguments	Argument Description			Valid Values or Range
Distance	The positive or negative number of 1/64th steps the motor should move.			-18446744073709551616 to 18446744073709551615
Run Speed	The number of steps per second the motor should move at the top speed, in the given step mode.			0 or 50 to 75000
Start Speed	The number of steps per second the motor should move when starting the move, in the given step mode.			0 or 50 to 75000 Must be less than Run Speed
End Speed	The number of steps per second the motor should move when ending the move, in the given step mode.			0 or 50 to 75000 Must be less than Run Speed
Accel Rate	Rate at which the speed should rise from the Start Speed to the Run Speed.			0, or 500 to 16777215
Decel Rate	Rate at which the speed should fall from the Run Speed to the Final Speed.			0, or 500 to 16777215
Run Current	The rms current, in milliamps for the move.			0 to 3850, dependant on Drive
Hold Current	The rms current, in milliamps, for after the move has completed.			0 to 3850, dependant on Drive
Accel Current	The rms current, in milliamps, for the acceleration portion of the move.			0 to 5005, dependant on Drive
Decel Current	The rms current, in milliamps, for the deceleration portion of the move.			0 to 5005, dependant on Drive
Delay	The time, in milliseconds, between the last step of a move and when the current is set to the hold current.			50 to 300
Step Mode	Defines the step size, where 1 is a full step, 2 is a half step, and so on.			1,2,4,8,16,32,64.
Example	Desired move is backwards 9600 1/64th steps, in 1/8th step mode, at a speed of 3200 1/8th steps per second, starting at 1200 1/8th steps per second, accelerating at a rate of 40000 1/8th steps per second per second, decelerating at a rate of 100000 1/8th steps per second per second to an end speed of 2000 1/8th steps per second, with a run current of 1.6 Arms, accel current of 1.9 Arms, decel current of 2.0 Arms, and waiting .05 seconds between the last step and changing to a hold current of 0.5 Arms.			
Command	"I-9600,3200,1200,2000,40000,100000,1600,500,1900,2000,50,8" followed by a carriage return.			

Anexo N: Validação da posição do spindle com medição de caudal a uma taxa de 0,1 Hz

Spindle (mm)	Frequência da bomba (Hz)	Pressão primária (bar)	Temperatura gerador (°C)
3	38.177	9.977	84.725
3	38.077	9.959	84.821
3	38.077	9.909	84.918
3	38.077	10.044	84.984
3	38.575	10.027	85.073
3	38.277	9.825	85.149
3	37.978	9.977	85.187
3	38.376	9.977	85.245
3	37.729	9.841	85.294
3	37.928	9.791	85.371
3	38.227	10.113	85.409
3.5	38.625	9.875	85.414
3.5	38.028	10.011	85.612
3.5	38.526	9.841	85.745
3.5	37.828	9.927	85.843
3.5	38.526	10.011	85.881
3.5	38.526	9.942	85.921
3.5	37.729	9.858	85.911
3.5	38.177	10.163	85.930
3.5	37.928	9.959	85.978
3.5	38.277	9.909	86.026
3.5	38.326	10.128	86.108
3.5	38.526	10.027	86.200
3.5	38.376	9.892	86.238
4	38.376	9.841	86.285
4	37.779	9.942	86.421
4	38.476	10.011	86.489
4	37.928	9.959	86.576
4	38.127	9.739	86.633
4	37.928	9.994	86.690
4	38.376	9.959	86.701
4	38.177	10.113	86.749
4	37.480	9.959	86.787
4	37.978	9.841	86.797
4	37.878	9.909	86.845
4	38.077	9.825	86.893
4	37.978	9.977	86.942
4	37.878	9.927	86.971
4	37.878	10.078	87.057
4	37.878	9.858	87.114
4.5	37.679	9.977	87.153
4.5	37.480	9.942	87.200
4.5	37.480	9.858	87.268

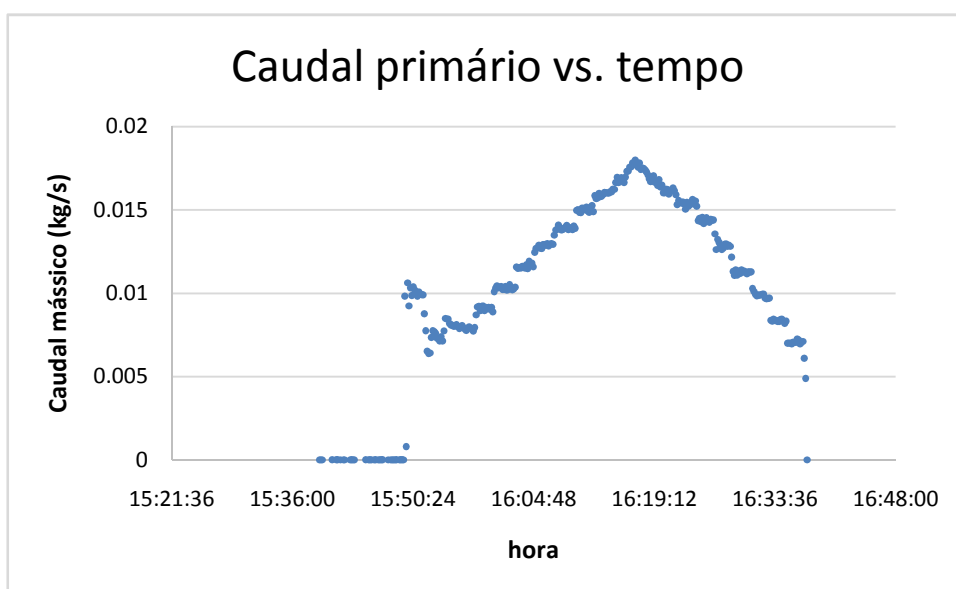
4.5	37.779	9.825	87.297
4.5	37.679	10.061	87.336
4.5	38.077	10.078	87.403
4.5	37.878	10.044	87.432
4.5	37.679	10.044	87.461
4.5	37.679	9.977	87.470
4.5	37.281	9.927	87.499
4.5	37.281	9.808	87.489
4.5	37.181	9.927	87.461
4.5	37.480	9.927	87.461
5	37.978	10.027	87.489
5	37.978	10.011	87.566
5	37.878	10.044	87.623
5	37.530	9.909	87.643
5	37.430	9.808	87.701
5	37.629	9.909	87.768
5	37.032	9.994	87.797
5	37.480	9.927	87.855
5	37.480	10.011	87.923
5	37.579	10.061	87.970
5	37.081	9.909	88.009
5	37.579	10.078	88.018
5	37.380	9.977	88.009
5	36.882	9.858	88.029
5.5	37.779	9.875	88.057
5.5	36.783	9.927	88.096
5.5	37.480	10.011	88.125
5.5	37.629	10.044	88.163
5.5	37.032	9.977	88.172
5.5	37.430	9.927	88.192
5.5	37.032	9.927	88.163
5.5	37.032	9.739	88.143
5.5	36.733	9.909	88.133
5.5	37.131	10.061	88.133
5.5	37.131	9.927	88.133
5.5	37.131	9.825	88.123
5.5	37.430	9.909	88.103
5.5	37.231	10.011	88.113
5.5	37.032	9.959	88.084
5.5	37.131	9.994	88.084
6	36.932	9.892	88.074
6	36.932	9.927	88.055
6	37.032	10.095	88.055
6	37.231	9.875	88.054
6	37.131	9.927	88.015
6	37.131	10.128	87.938
6	37.131	9.959	87.889
6	36.733	10.044	87.822

6	36.733	9.927	87.763
6	36.534	9.841	87.685
6	36.434	9.723	87.599
6	37.032	10.044	87.552
6	37.131	9.909	87.493
6.5	37.629	10.078	87.415
6.5	37.330	9.858	87.347
6.5	37.430	9.909	87.290
6.5	36.932	10.061	87.232
6.5	36.832	9.994	87.137
6.5	36.832	9.808	87.009
6.5	37.430	9.959	86.912
6.5	36.932	9.892	86.778
6.5	37.430	10.044	86.662
6.5	36.733	10.011	86.546
6.5	37.330	9.892	86.430
6.5	36.932	10.044	86.333
6.5	36.434	9.875	86.188
6.5	36.832	9.959	86.082
7	37.032	9.909	85.937
7	37.231	9.977	85.827
7	37.629	9.942	85.715
7	38.127	10.061	85.589
7	37.828	10.078	85.464
7	36.932	10.044	85.299
7	37.330	9.909	85.145
7	37.430	9.841	84.990
7	37.231	9.875	84.807
7.5	37.430	9.927	84.642
7.5	38.625	10.027	84.510
7.5	37.629	9.927	84.319
7.5	39.322	10.095	84.169
7.5	38.326	10.027	83.987
7.5	38.326	9.977	83.783
7.5	38.526	9.959	83.561
7.5	38.127	9.756	83.368
7.5	38.924	9.875	83.155
7.5	38.924	10.044	82.953
7.5	39.522	10.128	82.751
7.5	39.024	9.942	82.543
7.5	39.522	9.959	82.338
7	39.223	10.145	82.134
7	38.824	9.959	81.921
7	38.725	9.909	81.728
7	39.322	9.909	81.564
7	39.422	9.977	81.380
7	38.625	9.927	81.226
7	39.322	10.011	81.072

7	39.721	9.994	80.936
7	39.123	9.808	80.762
7	39.223	9.825	80.580
7	39.223	9.927	80.426
6.5	39.024	9.994	80.308
6.5	39.223	9.909	80.164
6.5	39.522	9.959	80.029
6.5	38.924	10.044	79.875
6.5	39.621	9.875	79.759
6.5	39.322	10.027	79.663
6.5	38.824	9.942	79.565
6.5	39.322	9.825	79.498
6.5	38.426	9.942	79.421
6.5	39.123	9.942	79.344
6.5	40.318	9.977	79.267
6	38.526	10.027	79.140
6	39.522	9.942	79.092
6	39.223	10.128	79.025
6	39.024	9.927	78.996
6	39.223	9.977	78.958
6	37.928	9.942	78.928
6	38.526	9.909	78.906
6	38.824	10.078	78.898
6	39.223	9.942	78.861
6	38.924	10.044	78.851
6	38.824	9.892	78.792
6	38.426	9.942	78.802
6	38.227	10.027	78.783
6	38.526	9.977	78.782
6	37.629	9.977	78.773
6	38.526	9.875	78.762
5.5	37.480	9.942	78.753
5.5	37.579	10.044	78.762
5.5	37.878	9.994	78.802
5.5	37.779	10.011	78.802
5.5	36.982	9.942	78.821
5.5	36.783	9.841	78.860
5.5	36.882	10.044	78.927
5.5	37.380	9.977	78.966
5.5	37.380	10.011	79.033
5.5	36.982	9.892	79.064
5.5	36.783	9.875	79.120
5.5	37.081	10.027	79.178
5	35.687	10.044	79.235
5	36.185	9.841	79.273
5	35.986	9.875	79.313
5	35.289	9.773	79.381
5	35.687	10.027	79.438

5	35.787	10.095	79.524
5	35.587	9.959	79.641
5	35.289	9.942	79.766
5	35.587	10.061	79.821
5	35.687	10.044	79.889
5	34.990	9.942	79.911
5	35.289	9.892	79.930
5	34.791	9.977	79.911
4.5	33.595	9.723	79.920
4.5	34.691	10.078	79.929
4.5	34.093	9.959	79.959
4.5	34.791	10.044	79.930
4.5	34.293	10.044	79.918
4.5	35.089	9.959	79.931
4.5	34.093	9.959	79.920
4.5	34.791	9.977	79.920
4.5	34.093	9.994	79.901
4.5	33.595	9.959	79.873
4.5	34.293	9.858	79.863
4.5	34.791	10.078	79.863
4.5	35.089	10.264	79.863
4.5	34.591	9.808	79.853
4	33.695	9.977	79.839
4	32.898	9.977	79.786
4	33.197	9.927	79.757
4	33.097	9.756	79.786
4	33.097	9.808	79.814
4	33.496	10.044	79.863
4	33.496	9.927	79.892
4	32.599	9.977	79.902
4	33.197	9.977	79.873
4	33.595	9.927	79.873
4	32.301	9.773	79.878
4	32.699	9.977	79.864
4	32.699	9.977	79.852
3.5	32.400	9.808	79.815
3.5	32.799	9.942	79.805
3.5	32.799	10.044	79.777
3.5	32.500	9.927	79.776
3.5	32.400	9.994	79.758
3.5	32.500	9.858	79.777
3.5	32.500	9.909	79.777
3.5	32.201	9.927	79.767
3.5	32.101	9.942	79.768
3.5	32.699	10.011	79.786
3.5	33.197	10.230	79.796
3.5	32.500	9.942	79.787
3	32.201	9.841	79.738

3	32.002	10.061	79.729
3	32.301	9.909	79.690
3	32.400	9.858	79.671
3	32.002	9.994	79.690
3	32.101	9.977	79.670
3	32.500	10.128	79.681
3	32.500	10.197	79.709
3	32.201	10.027	79.709
3	32.599	9.959	79.670
3	32.301	10.061	79.660
3	30.906	9.825	79.661
3	25.976	8.470	79.555
3	20.996	7.219	79.401
3	20.000	4.630	79.062
3	20.000	3.225	78.425
3	20.000	3.091	77.916
3	20.000	3.022	77.396



Anexo O: Dados de treino para RNA implementada

Te (°C)	Te norm	Tc (°C)	Tc norm	Tg (°C)	Tg norm	Spindle (mm)	Spindle norm
9	-0.2	18.2	-0.96	83	-0.6	3.75	-1
9	-0.2	19.6	-0.68	83	-0.6	4	-0.8
9	-0.2	20.9	-0.42	83	-0.6	4.25	-0.6
9	-0.2	22.1	-0.18	83	-0.6	4.5	-0.4
9	-0.2	23.4	0.08	83	-0.6	4.75	-0.2
9	-0.2	24.7	0.34	83	-0.6	5	0
9	-0.2	26.3	0.66	83	-0.6	5.25	0.2
9	-0.2	27.5	0.9	83	-0.6	5.5	0.4
9	-0.2	27.5	0.9	83	-0.6	5.75	0.6
9	-0.2	28	1	83	-0.6	6	0.8
9	-0.2	27.2	0.84	83	-0.6	6.25	1

ANEXO P: VALIDAÇÃO DO CONTROLO AUTOMÁTICO DE POSIÇÃO

Te (°C)	Tc (°C)	Tg (°C)	spindle treino (mm)	spindle real (mm)	incremento (mm)
9	23.4	83	4.75	4.75005	5.24995
9	26.3	83	5.25	5.25005	0.50000
9	18.2	83	3.75	3.75007	-1.49998
9	27.2	83	6.25	6.24987	2.49980
9	28	83	6	5.99988	-0.24999
9	27.2	83	6.25	6.24987	0.24999
9	23.4	83	4.75	4.75005	-1.49982
9	20.9	83	4.25	4.25005	-0.50000
9	18.2	83	3.75	3.75007	-0.49998
9	22.1	83	4.5	4.50008	0.75001
9	19.6	83	4	4.00007	-0.50001
9	27.2	83	6.25	6.24987	2.24980
9	24.7	83	5	5.00005	-1.24982